

# Beitrag zur Optimierung der pneumatischen Verdichtungsverfahren unter Einbeziehung der mathematischen Modellierung

Von der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik

der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

genehmigte

## DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Math. Dirk Renker

geboren am 20.03.1972 in Zwenkau

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Jürgen Bast, Freiberg  
Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Tilch, Freiberg  
Dr.-Ing. Matthias Muschna, Bad Laasphe

Tag der Verleihung: 04.07.2003

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner 3-jährigen Zeit als Stipendiat des von der DFG geförderten Graduiertenkollegs „Transportvorgänge in porösen Systemen der Verfahrens- und Geotechnik“ und später während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenbau, Lehrstuhl „Hütten-, Gießerei- und Umformmaschinen“.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. J. Bast, der mich als Mathematiker an die ingenieurtechnische Praxis herangeführt hat, für die Förderung und die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit.

Ich danke auch den Herren Prof. Dr.-Ing. habil. W. Tilch und Prof. Dr. rer. nat. habil. W. Mönch für ihre wertvollen Anregungen und Hinweise.

Des weiteren gilt vor allem mein Dank den Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls „Hütten-, Gießerei- und Umformmaschinen“ und des Gießerei-Institutes für ihre freundliche Unterstützung und für ihre nützlichen Hinweise, die mir im Verlaufe meiner Tätigkeit an der TU Bergakademie Freiberg zuteil geworden sind und so maßgeblich zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen haben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Zielsetzung</b>	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>Pneumatische Verdichtungsverfahren</b>	<b>6</b>
<b>3</b>	<b>Kern- und Formherstellung in der Literatur</b>	<b>12</b>
3.1	Entwicklung der pneumatischen Verdichtungsverfahren . . . . .	12
3.2	Entwicklung und Stand der Forschung . . . . .	20
3.3	Auswertung . . . . .	33
<b>4</b>	<b>Vom mathematischen Modell zu den Computerprogrammen</b>	<b>35</b>
4.1	Einführung . . . . .	35
4.2	Mathematisches Modell . . . . .	35
4.2.1	Annahmen und Idealisierungen . . . . .	35
4.2.2	Kurze Herleitung des mathematischen Modells . . . . .	36
4.3	Spezifikationen einiger Teilfunktionen . . . . .	38
4.3.1	Durchflussfunktion . . . . .	38
4.3.2	Durchflusskoeffizient . . . . .	39
4.3.3	Ventilfunktion . . . . .	41
4.4	Numerische Aspekte bei der Programmierung . . . . .	49
4.4.1	SDIRK-Verfahren . . . . .	49
4.4.2	Jakobimatrix . . . . .	52
4.4.3	Schrittweitensteuerung . . . . .	54
4.4.4	Festsetzung der Fehlergrenze . . . . .	55
4.5	Realisierte Computerprogramme . . . . .	57
4.5.1	Einführung . . . . .	57
4.5.2	Programme zur Parameteridentifizierung (P1 und P2) . . . . .	58
4.5.3	Programm zur Druckverlaufsrechnung (P3) . . . . .	64
<b>5</b>	<b>Parameteridentifizierung</b>	<b>65</b>
5.1	Einführung . . . . .	65
5.2	Kernschießmaschine . . . . .	65
5.2.1	Technische Voraussetzungen . . . . .	65

5.2.2	Datensatz . . . . .	67
5.2.3	Bestimmung der Durchflusskoeffizienten (P1) . . . . .	69
5.2.4	Bestimmung der Ventilfunktionen (P2) . . . . .	71
5.2.5	Druckverlaufsrechnung (P3) . . . . .	74
5.3	Impulsanlage . . . . .	76
5.3.1	Technische Voraussetzungen . . . . .	76
5.3.2	Verwendung der Programme . . . . .	79
5.4	Luftstrom-Pressformmaschine HSP 2 . . . . .	84
5.5	Einbindung eines Schießventils in P3 . . . . .	88
<b>6</b>	<b>Theoretische Untersuchungen</b>	<b>93</b>
6.1	Einführung . . . . .	93
6.2	Bewertungskriterien pneumatischer Verdichtungsanlagen . . . . .	94
6.2.1	Energiebilanz . . . . .	94
6.2.2	Zeitliche Druckableitung . . . . .	108
6.2.3	Beispiel HSP . . . . .	113
6.3	Parametereinflüsse . . . . .	115
6.3.1	Volumina und Kesseldruck als Einflussgrößen . . . . .	115
6.3.2	Ventil als Einflussgröße . . . . .	122
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>135</b>
<b>A</b>	<b>Die Programmmenüs</b>	<b>139</b>
A.1	P1-Menü . . . . .	139
A.2	P3-Menü . . . . .	141
<b>B</b>	<b>Datensätze Kernschießmaschine</b>	<b>144</b>
B.1	Original- und Korrekturdaten (Auszug) . . . . .	144
B.2	Phasen zur Bestimmung der Durchflusskoeffizienten . . . . .	145
B.3	Berechneter Datensatz Ventilflächenkoeffizientenentwicklung (Auszug) . .	148
B.4	Berechneter Datensatz Flächen- und Wegentwicklung (Auszug) . . . . .	149
	<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>150</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>154</b>
	<b>Literatur</b>	<b>157</b>

# 1 Zielsetzung

Die pneumatischen Verdichtungsverfahren stellen im Prozess der Gussteilherstellung einen entscheidenden Faktor dar, wenn es um die Fragen der Qualität des Gussteiles und der Produktionskosten geht. Dabei ist das zur Anwendung kommende Verfahren abhängig vom Produktionssortiment. Als Einflussgrößen auf den Herstellungsprozess sind neben den maschinentechnischen auch die formstofftechnologischen Parameter zu berücksichtigen. Da jedoch die bei der Herstellung ablaufenden physikalischen Vorgänge und Zusammenhänge nicht oder nur ungenügend bekannt bzw. reproduzierbar sind, werden in der Praxis diese Parameter sehr oft auf der Grundlage von Erfahrungswerten ausgewählt. Es entstehen auf diesem Wege zwar qualitätsgerechte Formen und Kerne, nur ist diese Vorgehensweise meist nicht optimal, was sich wiederum negativ auf die Energie- und Materialkosten ihrer Fertigung auswirkt. In Zeiten zunehmender Globalisierung der Märkte und des damit verbundenen schärferen Wettbewerbsdrucks gewinnen diese Fragen aber immer mehr an Bedeutung. So kann selbst eine geringe Kosteneinsparung bei der Produktion eines Kernes bzw. einer Form infolge ihrer oft sehr großen Stückzahlen der herzustellenden Kerne bzw. Formen zu einem entscheidenden Wettbewerbsvorteil führen.

Daraus resultiert die Notwendigkeit, die bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren ablaufenden Prozesse näher zu untersuchen und zu beschreiben, um Rückschlüsse auf die Produktionsparametereinstellungen ziehen zu können.

Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, vor allem den Einfluss der maschinentechnischen Parameter auf die Druckentwicklung oberhalb der Kernformstoff- bzw. Formstoffsäule<sup>1)</sup> näher zu betrachten.

In diesem Zusammenhang soll getestet werden, inwieweit in der Literatur vorhandene mathematische Beziehungen zur Beschreibung der Druckentwicklung die real ablaufenden Vorgänge in pneumatischen Verdichtungsmaschinen wiedergeben. Die auf der Grundlage dieser Beziehungen zu erstellenden Computerprogramme sollen z. B. verwendet werden, um unbekannte maschinentechnische Parameter (Durchflusskoeffizient) bzw. Funktionen (Ventilfunktion) anhand von Messdaten zu bestimmen. Des weiteren sollen die Programme in der Lage sein, bei Variation von Parametern die Druckentwicklung in der pneuma-

---

<sup>1)</sup>Im weiteren Verlauf der Arbeit soll vereinfachend der Begriff „Formstoff“ auch für den Begriff „Kernformstoff“ stehen.

tischen Verdichtungsanlage zu berechnen. Darauf aufbauend können Erkenntnisse über den Einfluss der Parameter auf die Druckentwicklung gewonnen werden. Als Parameter kommen dabei Kesselvolumen, Expansionsraumvolumen, Kesseldruck und die Ventile in Frage.

Nach einer kurzen Einführung über die pneumatischen Verdichtungsverfahren wird ein geschichtlicher Überblick über die Entwicklung dieser Verfahren und deren mathematische Modellierung gegeben.

Ausgehend vom Grundmodell zur mathematischen Beschreibung der Druckentwicklung über der Formstoffsäule werden die dazugehörigen Funktionen näher erläutert. Da die Lösung des mathematischen Modells die Anwendung der numerischen Mathematik nach sich zieht, sind unter Verwendung der Programmiersprache C verschiedene Programmpakete erstellt worden. Die Programme ermöglichen es, noch nicht vorhandene maschinen- und verfahrenstechnische Parameter anhand von Messwerten zu bestimmen und die Entwicklung des Druckes unter Vorgabe von verschiedenen Parametern, wie Kesselvolumen und Kesseldruck, zu berechnen. Daraus sollen Erkenntnisse für eine optimale Arbeitsweise der Maschine und Rückschlüsse bzgl. der Parametereinflüsse auf die Druckentwicklung abgeleitet werden.

Neben den praktischen Beispielen und den theoretischen Untersuchungen zum Einfluss der Parameter auf die Druckentwicklung wird aufgezeigt, nach welchen Kriterien die pneumatischen Verdichtungsverfahren beurteilt werden können.

Festlegung: In dieser Arbeit wird die zeitliche Ableitung des Druckes  $\frac{dp}{dt}$  als Druckgradient bezeichnet. Da die Ortsableitungen in dieser Arbeit keine Rolle spielen, wird die Festlegung auch zu keinem Konflikt mit der in den Ingenieurwissenschaften üblichen Verwendung des Begriffs „Druckgradient“ führen.

## 2 Pneumatische Verdichtungsverfahren

Die pneumatischen Verfahren zur Kern- und Formherstellung werden hinsichtlich ihres Prozessablaufes in zwei Hauptarten unterteilt:

- Verdichtungsverfahren mit Stofftransport (vorwiegend Kernherstellung)
- Verdichtungsverfahren ohne Stofftransport (vorwiegend Formherstellung)

Zu den wichtigsten Vertretern der ersten Gruppe gehören das Blas- und das Schießverfahren, zur zweiten Gruppe das Luftstrom- und das Impulsverfahren (s. Abb. 2.1).

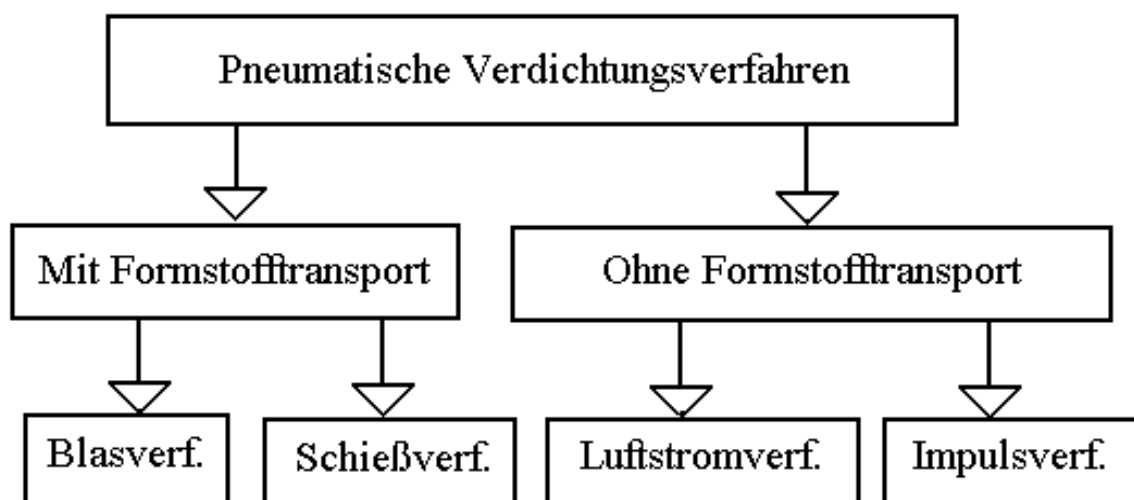


Abb. 2.1: Einteilung der pneumatischen Verdichtungsverfahren

### Kurze Verfahrensbeschreibung

#### 1. Blasverfahren

Beim Blasverfahren (vgl. Abb. 2.2 a)) wird durch das Öffnen eines Ventils Druckluft freigesetzt, welche im Maschinenbehälter mit dem Formstoff ein Formstoff-Luft-Gemisch bildet. Das Gemisch strömt in den Kern- bzw. Formkasten, wobei durch Schlitzdüsen die Druckluft in die Atmosphäre entweichen kann. Die Verdichtung des Formstoffes resultiert aus der kinetischen Energie des Formstoff-Luft-Gemisches sowie aus der Druckdifferenz, welche beim Durchströmen der vorverdichteten Schichten auftritt. Meist ist bei diesem Verfahren jedoch bei Formen eine Nachverdichtung notwendig, bei Kernen eine chemische Verfestigung.

## 2. Schießverfahren

Durch eine andere konstruktive Gestaltung erfolgt der Stofftransport beim Schießverfahren (vgl. Abb. 2.2 b)) nach dem Prinzip der Druckluftwaffe, wodurch es zu einer besseren Verdichtung des Formstoffes kommt. Die Verfestigung wird bei der Kernherstellung durch eine chemische Aushärtung erreicht.

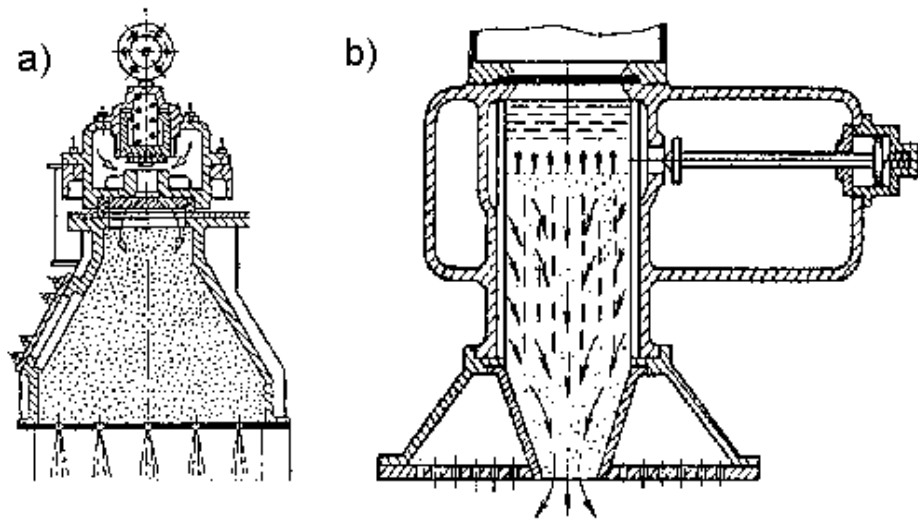


Abb. 2.2: Schemata der Verfahren mit Stofftransport: a) Blasverfahren, b) Schießverfahren

## 3. Luftstromverfahren

Im Gegensatz zu den Verfahren mit Stofftransport befindet sich der Formstoff bei der Luftstromverdichtung (vgl. Abb. 2.3 a)) bereits im Formkasten. Ähnlich wie beim Blasverfahren ist eine Nachverdichtung notwendig (z. B. Pressverdichtung).

## 4. Impulsverfahren

Beim Impulsverfahren (vgl. Abb. 2.3 b)) öffnet sich das Ventil schneller als beim Luftstromverfahren, so dass eine schnellere Druckentwicklung über dem Formstoff gewährleistet ist, welches wiederum zu einer größeren Verdichtung führt. Das Strömen der Luft durch den Formstoff wird durch den Einsatz von Düsen ermöglicht.

In der Praxis erfolgt die Auswahl des Verfahrens je nach den gewünschten Anforderungen an die Qualität und die Quantität der Kerne bzw. Formen.



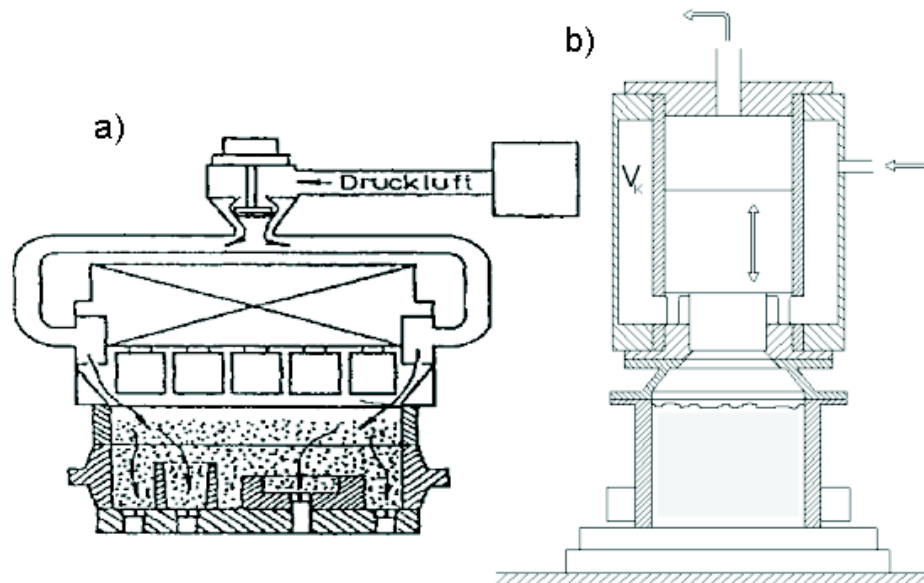


Abb. 2.3: Schemata der Verfahren ohne Stofftransport: a) Luftstromverfahren, b) Impulsverfahren

Dabei spielt der Druckverlauf über der Formstoffsäule eine entscheidende Rolle. Die in Abhängigkeit vom Verfahren auftretenden abstrahierten Druckverläufe werden in Abbildung 2.4 veranschaulicht. Aufgrund der Tatsache, dass bei den beiden Hauptarten der pneumatischen Verfahren unterschiedliche Prozesse ablaufen, ist es unzumutend, diese anhand des Druckgradienten in ihrer Wirkung zu vergleichen.

Innerhalb einer Verfahrensgruppe gemäß Abbildung 2.1 ist der Druckgradient beim Impuls- beziehungsweise beim Schießverfahren größer als bei den jeweiligen anderen Verfahren.

Aber selbst innerhalb eines Verfahrens, z. B. beim Kernschießen, ist die Schlussfolgerung, mit größerem Druckgradienten eine bessere Kernqualität zu realisieren, nicht immer richtig. Da jedoch

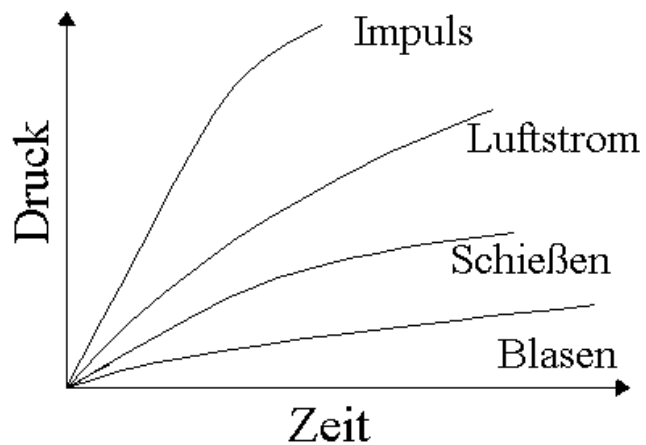


Abb. 2.4: Druckverläufe bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren

eine große Anzahl von Parametern existiert, welche einen Einfluss auf die Druckentwicklung ausüben, ist eine Vorhersage ohne Weiteres nicht möglich. Allein als maschi-

nentechnische Parameter müssten beachtet werden:

- Druckkesselvolumen
- Art und Größe des Schießventils
- Aufbau und Geometrie der Schießkammer und des Schießkopfes
- Anzahl, Größe und Position der Schießkopfföffnungen in der Schießplatte und der Entlüftungsdüsen im Kernkasten
- Größe des Kernkastens
- Eigenschaften der Kernkastenkontur

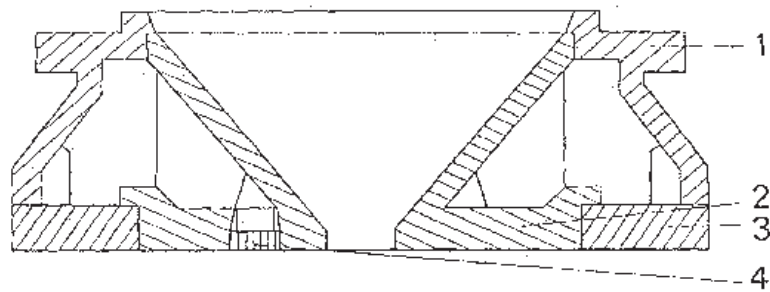


Abb. 2.5: Schießkopf; 1 - Schießkopfgehäuse, 2 - Schießkopfeinsatz, 3 - Düsenplatte, 4 - Entlüftungsdüse

Dabei bieten z. B. die konstruktiven Eigenschaften von Schießkammer und Schießkopf eine umfangreiche Mannigfaltigkeit. Die Schießkammer kann z. B. so gebaut sein, dass die Luftzuführung nicht nur von oben, sondern auch von der Seite gewährleistet wird. Der Grundaufbau eines Schießkopfes wird aus Abbildung 2.5 ersichtlich. In Abbildung 2.6 sind verschiedene Arten von Schießkopfföffnungen dargestellt, die kleinen Kreise in den jeweiligen Bildern entsprechen den oberen Entlüftungsdüsen.

Neben den maschinentechnischen Einflussgrößen auf die Druckentwicklung sind auch verfahrenstechnische Größen wie

- Kesseldruck und
- Ventilparameter, wie Öffnungs- bzw. Schließgeschwindigkeit und Öffnungsdauer,

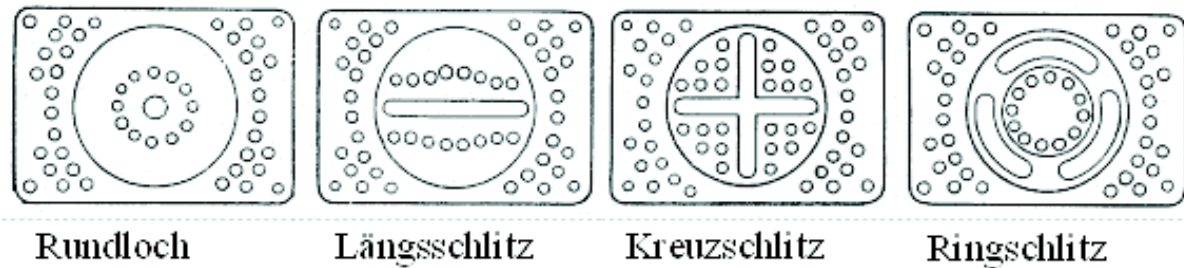


Abb. 2.6: Verschiedene Schießkopfföffnungen

zu beachten. Des weiteren sind für die Verdichtungsqualität der Form bzw. des Kernes die rheologischen Eigenschaften des Formstoffes von großer Bedeutung.

Zur Qualitätsbeurteilung von Kernen oder Formen werden verschiedene Kenngrößen herangezogen, wie z. B. Gasdurchlässigkeit, Dichte und Zugfestigkeit. Um die Qualität zu beeinflussen, existieren bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren eine Vielzahl von Einflussgrößen. Da aber exakte Aussagen über die Wirkung dieser Einflussgrößen auf die Kernqualität fehlen, erfolgt die Einstellung dieser Parameter lediglich auf der Basis von Erfahrungswerten. Dies führt zu einer Verschwendung von Ressourcen (Energie, Zeit, Material), welches sich wiederum negativ auf die betriebswirtschaftlichen Daten auswirkt.

Ein weiterer Aspekt ist der ökologische, da z. B. das zur Anwendung kommende Härtegas beim Cold-Box-Verfahren die Umwelt belastet. Ideal wäre der Fall, wenn im Vorfeld der Begasung vorausgesagt werden könnte, an welchen Stellen wie viel Gas den Kernkasten durchströmen muss, damit ein ausreichend gehärteter Kern bei minimalem Gaseinsatz entsteht. Dafür ist aber Voraussetzung, Kenntnisse über die Verteilung des eingeschossenen Kernformstoffes zu besitzen.

Aus diesem Grunde ergibt sich die Notwendigkeit, die beim Kernschießen ablaufenden Vorgänge physikalisch zu erfassen und durch ein mathematisches Modell zu beschreiben, um darauf aufbauend Vorhersagen über die Vorgänge treffen und ggf. Optimierungen durchführen zu können.

Prinzipiell müssen dazu folgende Teilaspekte physikalisch durchdrungen werden, um die Modellierung des pneumatischen Verdichtungsverfahrens realisieren zu können:

- Strömungsverhalten der Druckluft

- Fließverhalten des Formstoffs (Verfahren mit Stofftransport)
- Verdichtungsverhalten des Formstoffs

Diese Teilgebiete sind miteinander verzahnt: Die Druckentwicklung löst z. B. beim Kernschießen die Stoffbewegung aus, so dass Kernformstoff und Luft in den Kernkasten fließen und dort Verdichtungsarbeit leisten.

Aufgrund der Komplexität der Zusammenhänge ist es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, auf alle Punkte einzugehen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass allein schon die Behandlung der Druckentwicklung genügend Potential für umfangreiche Untersuchungen liefert, so dass dieser Aspekt zum Hauptthema dieser Arbeit geworden ist.

## 3 Kern- und Formherstellung in der Literatur

### 3.1 Entwicklung der pneumatischen Verdichtungsverfahren

Dieser Abschnitt soll lediglich einen Abriss über die historische Entwicklung der pneumatischen Verdichtungsverfahren darstellen, dabei speziell ausgerichtet auf das Kernschießen.

So ungenau, wie der historische Beginn des Gießens festzulegen ist, trifft dies auch für die Datierung der Kernherstellung zu. Sicher ist, dass die vor Jahrtausenden übliche Praxis des Vollkörpergießens notgedrungen durch den Hohlkörperguss abgelöst werden musste. Zum einen folgte dies aus dem ungeheuren Verbrauch von kostbaren Material wie Kupfer und Zinn, und zum anderen aus den sich daraus ergebenden Transportproblemen bzgl. der zu bewegenden gegossenen Massen [1]. Als Beispiel für einen gegossenen Hohlkörper aus Gusseisen kann ein Löwe aus dem Jahre 600 angeführt werden, welcher in China hergestellt worden ist. Die ersten Techniken zur Herstellung von Kernen haben sich im Fernen Osten entwickelt, bevor sie erst mit erheblicher Verzögerung in Mitteleuropa Einzug finden. Der wohl größte erhaltene Gusskern ist ein Kern von Michelangelo, welcher aus der Zeit um 1550 stammt [2]. In der entsprechenden Quelle wird beschrieben, wie unter Verwendung dieses Lehmkernes, welcher Schafwolle enthält, der Guss erfolgt. Mit der gleichen Methode, die auch als „Wachsausschmelzverfahren“ bezeichnet wird, ist z. B. auch die Statue des „Perseus mit dem Haupt der Medusa“ angefertigt worden. In der Weiterentwicklung dieser Prozedur entsteht das Verfahren des „falschen Stücks“ bzw. der „falschen Glocke“. Wie der Name schon verdeutlicht, sind damit Kerne für Glocken hergestellt worden. Dieses Verfahren findet noch bis zum heutigen Tage seine Anwendung.

Der Beginn der Mechanisierung der Kernherstellung ist eng mit der industriellen Revolution verbunden. Einen Schub in der Entwicklung der Kernherstellungsverfahren gibt es gegen Ende des 19. Jahrhunderts. Einen Überblick über den Beginn der pneumatischen Verdichtungstechnik wird durch Gesell, W. gegeben [3]. Danach stammt der erste Vorschlag in Form eines Patentes (DRP 34615 vom 14. 09. 1884) für das pneumatische Verdichten von Formen aus dem Jahre 1884 von Breslauer, K. und Schlickeysen, C.. In ihren Vorschlägen vereinen sie im Prinzip alle noch heute zur Anwendung kommenden

Verfahren der Verdichtung, die da wären

- a) Pressen mittels Pressklotz,
- b) Realisierung von hohen Geschwindigkeiten des Formstoffes, um einen Verdichtungseffekt beim Aufprall auf die Modellplatte zu erreichen und
- c) direktes Einwirken der Gase bzw. Dämpfe auf die Formstoffoberfläche.

Das Pressen gemäß a), wie weiter ausgeführt wird, dürfte allerdings zu diesem Zeitpunkt schon bekannt gewesen sein. Zu Punkt b), speziell der Einwirkung von Luft unterhalb der Stopfgrenze, findet man in der Literatur einen ersten Entwurf von Witte, vergleiche [4], welcher mittels Luftstrahlinjektor den Formstoff gegen die Modellwand schleudern will. Über die praktische Umsetzung dieser Idee ist leider nichts bekannt geworden.

Eine andere Entwicklung des 19. Jahrhunderts ist der Kernwolf, welcher 1896 erstmalig erwähnt wird. Dieser arbeitet nach dem Prinzip einer Verdichtungsschnecke, so dass mittels Schnecke der Kernformstoff in den Kernkasten gepresst wird.

Über die Verwendung von hydraulischen Maschinen berichtet Wüst, F. [5]. Demnach ist um 1885 von der Firma Bopp & Reuther die erste hydraulische Formpresse gebaut worden, die aber anfangs nicht auf den Markt angeboten worden ist. Um 1890 wird von der Firma Sebold & Neff eine hydraulische Formpresse gebaut, bei welcher die bis dato übliche mechanische Pressvorrichtung durch einen hydraulischen Presszylinder ersetzt worden ist. Zum Zeitpunkt der Artikelveröffentlichung existieren schon Maschinen, die den Formkasten wenden können. Mit der Einführung der hydraulischen Presse, die ein langsames Pressen des Formstoffes zur Folge hat, wird gewährleistet, dass der Formstoff im Gegensatz zum Handstampfen eine gleichmäßigere Dichte erhält.

Ledebur, A. berichtet über eine amerikanische Formmaschine, welche von E. H. Mumford entwickelt worden ist [6]. Auf einem Luftdruckzylinder befindet sich am oberen Ende das Modell, welches dann im Verlaufe des Prozesses gegen eine Platte gedrückt wird, wodurch die Verdichtung des Formsandes erfolgen kann. Ein weiteres interessantes Merkmal der von Ledebur vorgestellten Anlage ist, dass der Formkasten mittels Druckluft in eine leicht zitternde Bewegung versetzt wird, um das Anhaften des Formstoffes zu hintertreiben. Bis zu dem damaligen Zeitpunkt wird dies durch Beklopfen der Form bewerkstelligt.

1905 dominieren in Deutschland auf dem Gebiet der Kernherstellung neben der Lehm-kernproduktion für Röhren das Handstampfen und das auf dem Prinzip des Kernwolfes beruhende Verfahren [7]. Dabei besteht der Kernformstoff aus Quarzsand, Mehl und Öl.

Zu Beginn des 20. Jahrhunderts werden in Deutschland Patente auf Formmaschinen erteilt, die unter Ausnutzung der pneumatischen Verdichtung Formen bzw. Kerne herstellen. Zu erwähnen ist in diesem Zusammenhang das Patent von Hermann Röchling, vergleiche [8], aus dem Jahre 1904, dessen Wirkungsprinzip an die heutigen Blas- und Kernschießmaschinen erinnert. Während hier eine direkte Luftbeaufschlagung erfolgt, wird im Patent von Kurze, W., vergleiche [9], die Luft seitlich in die Formstoffsäule eingeführt. Eine Besonderheit besteht zudem darin, dass der im Fließen befindliche Formstoff noch vor dem Eintritt in den Kasten mit Wasser angefeuchtet wird.

Einige Angaben über die Zusammensetzung von Kernmassen im Jahre 1914 findet man in [10]. Neben dem Sand als Hauptbestandteil werden u. a. Hülsenfrüchte, Wollfett, Pferdemit, Harz und gequetschte Kartoffeln beigemischt. Dadurch soll das Entfernen des Kernes nach dem Gießen erleichtert und die Abführung der beim Gießen entstehenden Gase aus dem Kern gewährleistet werden.

Mit der Einführung von elektrischen Formmaschinen im Gießereiwesen befasst sich 1913 Lohse, U. [11]. In diesem Artikel setzt sich der Autor auch mit dem Phänomen auseinander, dass sich im Gegensatz zu Amerika die pneumatischen Verdichtungsverfahren gegenüber den hydraulischen Verdichtungsverfahren in Deutschland nicht durchgesetzt haben. Pressluft wird überwiegend lediglich für die Rüttelformmaschine eingesetzt. Es wird weiterhin der verwendete Druck bei den Verfahren erwähnt: die hydraulische Verdichtung liefert bis zu 50 Atmosphären, die pneumatische hingegen 5 - 7 Atmosphären. Dieser Unterschied wird in der Praxis aber durch entsprechend große Pressplatten ausgeglichen. Der Autor selber favorisiert die pneumatischen Verdichtungsmaschinen, besonders auch in Hinblick auf ihre größere Standortunabhängigkeit. Im Laufe der folgenden Jahre findet Pressluft nur allmählich Verwendung in den deutschen Gießereien, wohingegen in Amerika 1927 keine Wasserdruckformmaschinen mehr zu finden sind [12].

1925 schließt F. Kretschmer mit der amerikanischen Firma Demmler, welche bis dato

schon über ein Jahrzehnt Kernblasmaschinen baut, einen Lizenzvertrag [3]. Mit dem Verkauf der ersten Maschine 1928 in Deutschland wird der Grundstein zur Entwicklung deutscher pneumatischer Verdichtungsmaschinen gelegt. In Hinblick auf die Entwicklungen von 1930 - 1950 sind unter anderen die Firma Vogel & Schemmann (Neuentwicklungen 1931, 1933), die Badische Maschinenfabrik (Neuentwicklungen 1931, 1934) und Albertus (Kernrevolver 1932) zu erwähnen. Ausführliche Erläuterungen zu diesen Entwicklungen findet man in [13]. In einem Artikel von Rolff von 1931 wird eine Kernblasmaschine der Firma Georg Fischer, Schaffhausen, beschrieben, die in der Lage ist, auch die bis dahin aufgrund zu schlechter Fließeigenschaften nicht verwendbaren Kernformstoffe in den Kernkasten zu befördern [14].

Mit den Neuentwicklungen auf dem Gebiet der Kernherstellungen verändern auch die Kernmachereien ihr Gesicht [15].

Die Verwendung des Kernöls und seine Vorteile, auch in finanzieller Hinsicht, gegenüber den Lehm- und Massekernen wird 1930 dargelegt [16]. Auf 100 Masseanteile Quarzsand werden demzufolge 2 - 3 Masseanteile Öl dazugegeben, die Trocknungstemperatur liegt bei 200 °C.

Über den Stand der Kernherstellung mit Kernblasmaschinen berichtet Brauer, O. [17]. In diesem Zusammenhang werden als Probleme die sich verstopfenden Düsen beim Blasen mit fetten Sanden und die notwendig gewordene sichere Verankerung des Kernkastens infolge des wirkenden Luftdruckes diskutiert. Um den Kernformstoff besser transportieren zu können, wird die Luft nicht mehr allein direkt von oben auf die Säule zugeführt, sondern auch seitlich. Des weiteren wird eine neue Kernblasmaschine vorgestellt, welche eben diesem Prinzip nicht entspricht. Anstatt die Formsäule aufzulockern, wird diese durch Presskraft über eine Platte von oben auf ca. vier Fünftel der ursprünglichen Höhe verdichtet. Die Pressplatte ist in ihrer Größe so gewählt, dass bei der Luftbeaufschlagung die Luft seitlich vorbeiströmen kann und somit die Kernformstoffsäule von ihrer Mantelfläche her in Bewegung versetzt. Die Pressplatte bewegt sich mit, so dass auf die Säule stets der gleiche Druck und somit eine konstante Vorverdichtung wirkt. Weiterhin werden der Kernrevolver, die Kernrüttelformmaschine und die rotierende Kernformmaschine behandelt.



Während des zweiten Weltkrieges behandelt man in der Literatur häufig nur die Themen Kernöl und Kernbinder, da es aufgrund der wirtschaftlichen Lage notwendig geworden ist, Kernöl durch Kernbinder zu ersetzen. Eine maschinen- oder verfahrenstechnische Weiterentwicklung findet zu dieser Zeit nicht statt [18, 19].

1949 erscheint in der „Giesserei“ ein Artikel, in welchem es um das Zementkernverfahren geht [20]. Bei diesem Verfahren wird Zement als Binderzusatz für Formen und Kerne verwendet. Erwähnt wird diese Methode allerdings schon ein Jahrzehnt eher in der englischen Fachliteratur.

Das Kernblasen hat sich zu diesem Zeitpunkt mittlerweile als das zweckmäßigste Verfahren bei der Kernherstellung durchgesetzt [21]. Jedoch wird kritisiert, dass aus Unkenntnis man oft noch den Einsatz des Kernblasens scheut, weil man davon ausgeht, nur einfache Kerne damit herstellen zu können.

Das Jahr 1950 markiert die Geburtsstunde der Kernschießmaschinen. In einem Bericht über eine internationale Maschinenausstellung in Italien berichtet Piwowarsky, E. über Kern- und Formschussmaschinen von F. Hansberg, Modena [22]. Die Lizenz und Weiterentwicklung übernehmen 1951 die Röperwerke [3]. In den nachfolgenden Jahren sind unter anderen auch die Firmen Frankfurter Gießerei- und Werkzeugmaschinenfabrik, Vogel & Schemmann sowie Künkel, Wagner und & Co. an der Weiterentwicklung auf dem deutschen Markt beteiligt (vgl. [23, 24]).

1953 erscheint ein Artikel in Deutschland, der sich mit dem Kohlensäure-Erstarrungsverfahren befasst [25]. Durch dieses neue Verfahren wird der Kern ausgehärtet, indem Kohlensäure durch den Kern geblasen wird. Dazu wird der Kernformstoff mit einem Spezialbinder versehen. Bei diesem Verfahren, was den Kernaushärteprozess für die damalige Zeit enorm beschleunigt, werden die bis dato verwendeten Trockenöfen überflüssig. Einen umfangreichen Bericht über das Kohlensäure-Erstarrungsverfahren und dessen Einführung in einer englischen Gießerei gibt A. Talbot in einer englischen Fachzeitschrift [26].

Durch das  $CO_2$ -Verfahren gewinnt ein Bindemittel an Bedeutung, welches schon seit der Jahrhundertwende bekannt ist - das Wasserglas [27]. Dieser Binder, ein Gemisch aus Kieselsäure, Natriumoxyd und Wasser, verfestigt sich unter Einfluss von  $CO_2$  relativ

schnell.

Aufgrund der Einführung des Kohlensäure-Erstarrungsverfahrens wird es notwendig, den Aufbau der Formmaschinen den neuen Bedingungen anzupassen.

Ein Gesichtspunkt ist die Begasung. Bei der Einführung des  $CO_2$ -Verfahrens werden die Kerne mittels Handdusche begast. Englische Untersuchungen kommen aber zu dem Schluss, dass eine maschinelle Begasung direkt in der Formkammer (vor der Begasung evakuiert) die Festigkeit der Formen bzw. der Kerne im Vergleich zur Handdusche erheblich verbessert [28], woraufhin in der Folgezeit die Formmaschinen mit entsprechenden Begasungseinrichtungen ausgestattet worden sind.

Des weiteren ergibt sich das Problem, dass wasserglashaltiger Binder sehr schnell mit  $CO_2$  reagiert, somit eine Reaktion schon an der Luft stattfindet [29]. Aus diesem Grunde wird das Kernblasen für das Kohlensäure-Erstarrungsverfahren unbrauchbar, wohingegen das Kernschießen weiterhin angewandt wird. Die Begründung dafür ist, dass beim Blasen eine stärkere Vermischung des Formstoffes mit der Luft stattfindet als beim Schießen.

1957 erscheint ein Artikel von Knipp, E. in welchem von einer neuartigen Kernformmaschine berichtet wird [30]. Damit werden Kerne hergestellt, welche selbst hohl sind. In die Kernform wird eine Blase hineingegeben und in Kernformstoff eingebettet. Anschließend wird  $CO_2$  in die Blase geleitet, wodurch diese sich aufbläht, den Kernformstoff verdichtet und beim Kohlensäure-Erstarrungsverfahren aufgrund einer porösen Blasenhülle zugleich den Härtevorgang in Gang setzt.

Neben dem Kohlensäure-Erstarrungsverfahren wird das Croning-Verfahren als Formmaschinenverfahren eingeführt, welches um 1948 erstmals praktisch getestet worden ist [31].

Berichte über Binder auf Kunstharzbasis findet man ab Mitte der 50er Jahre [32, 33]. Im großen Rahmen wird in Deutschland 1956 das Hochdruckpressen bekannt, welches allerdings schon ab 1953 in der Literatur behandelt wird [34].

In einem Umschau-Bericht der Zeitschrift „Giesserei“ wird 1960 auf die Kernherstellung mit erhitzten Kernbüchsen hingewiesen [35]. Dabei wird vor dem Einfüllen des Kernformstoffes in den Kasten dieser auf 200 bis 230 °C erhitzt. Der Kernformstoff selber ist dabei mit einem Binder versetzt, der unter Wärmeeinfluss schneller härtet. In diesem Zusammenhang gelangt das Furanharz als Binder zur Anwendung [36, 37]. Die Erwärmung der Kernkästen wird später unter dem Begriff „Hot-Box-Verfahren“ in den Gießereien

Einzug halten.

1962 gibt Schneider, G. einen Überblick über die aktuelle Kernherstellung [38]. Zusammenfassend kann gesagt werden: die Kernschießmaschinen gehören zum Standard bei der Kernherstellung, das  $CO_2$ -Verfahren hat sich durchgesetzt, wobei es zu Variationen des ursprünglichen Wasserglasbinders gekommen ist, und das Hot-Box-Verfahren erregt zunehmendes Interesse.

Ab 1964 erscheint jährlich (Ausnahme: 1976) in der Fachzeitschrift „Giesserei“ eine Zusammenfassung über den Entwicklungsstand der Kern- und Formmaschinen [39, 40, 41, 42, 43, 44]. Die Maschinen werden immer leistungsfähiger und erfahren konstruktive Veränderungen, auch in Hinblick auf die Einführung neuer Verfahren bzgl. der Kernhärtung. Dazu zählt ohne Zweifel das Gas-Nebel-Verfahren, heute unter der Bezeichnung „Cold-Box-Verfahren“ bekannt, welches 1968 der Fachwelt vorgestellt wird [45]. Dabei wird Quarzsand mit einem organischen Zweikomponentensystem gemischt, dem Binder und dem Härter. Die Aushärtung erfolgt mittels Amingas. Und im Gegensatz zu dem schon bekannten Hot-Box-Verfahren erfolgt dies bei Raumtemperatur. Eine Übersicht über die 1973 zum Einsatz kommenden Kernherstellungsverfahren gibt M. Christl, verbunden mit Ausführungen zu Kernschießmaschinen für das  $CO_2$ -, das Hot-Box- und das Cold-Box-Verfahren [46].

Während das Cold-Box-Verfahren 1977 in der DDR mit 16 % hinter dem Ölsand-, dem Hot-Box- und dem  $CO_2$ -Verfahren den 4. Platz einnimmt [47], dominiert das Cold-Box-Verfahren 1992 in Deutschland mit 48 % [48]. In letzterem Artikel werden auch die Kernherstellungsverfahren der neunziger Jahre aufgelistet und bewertet. 1997/98 hat der Anteil der durch das Cold-Box-Verfahren in Deutschland hergestellten Kerne bereits 57 % betragen, gefolgt von dem Hot-Box-Verfahren mit 16 % , dem Maskenformverfahren mit 9 % , dem Schwefeldioxid-Verfahren mit 6 % und dem Wasserglas-Verfahren mit 5 % [49].

Die in Abbildung 2.1 aufgelisteten Verfahren ohne Stofftransport entwickeln sich erst nach dem Kernschießverfahren. Dabei kommen die neuartigen Verfahren überwiegend bei der Formherstellung zum Einsatz. Das bis dahin weit verbreitete Rüttelform-Press-Verfahren zur Formherstellung muss zudem abgelöst werden, weil es die gesetzliche Geräuschpegelgrenze von 85 dB überschreitet.

Als Folge davon entwickeln sich Verfahren, die das Blasen/Schießen mit einem anschließenden Pressvorgang verknüpfen, wie z. B. die Formpress-Schießmaschine [50], oder die die Wirkung des Unterdrucks ausnutzen [51]. Jedoch können damit nicht immer die gleichen Verdichtungsqualitäten wie beim Rütteln erreicht werden.

Daraus resultierend entwickeln sich Ende der siebziger/Anfang der achtziger Jahre das Impuls- und das Luftstromverfahren. Das Impulsverfahren wird in der deutschen Literatur 1977 behandelt, wobei der Autor über Versuche in Moskau berichtet, welche bis dato schon circa 10 Jahre laufen [52]. Deutschsprachige Autoren befassen sich erst zu Beginn der achtziger Jahre mit dem Impulsverfahren [53, 54]. Dabei gibt es zwei Verfahren, wie der Druck über dem Formstoff realisiert wird: einmal durch Zündung eines Gasgemisches und zum anderen durch einen Luftimpuls, hervorgerufen durch ein sich schnell öffnendes Ventil.

Ein weitere Technik ist der dynamische Impuls. In diesem Fall werden mehrere Stempel auf den Formrücken gepresst, wobei die Bewegung der Stempel durch einen Luftimpuls hervorgerufen wird. Die Verwendung von mehreren Stempeln ist nicht neu, schon 1973 wird sie von Aksjonow erwähnt, allerdings in Bewegung gesetzt durch Öl [55].

Einen Überblick über diese 3 Verfahren und ihre Anwendung geben 1989 Schaarschmidt, E. und Tillmanns, H. in [56].

Ein weiteres Verfahren, in Japan entwickelt, ist das Luftstrom-Pressformverfahren. Hier wird der im Formkasten befindliche Formstoff durch Luftstrom vorverdichtet und anschließend mechanisch durch Pressen endverdichtet [57]. Da dieses Verfahren wesentlich leiser als das Rüttelpressen ist, wird es in Anlehnung an das japanische Wort für „leise“ als „Seiatsu-Verfahren“ bezeichnet.

Ausgehend von den vielfältigen Verdichtungsmöglichkeiten entwickelt die Firma Georg Fischer DISA AG, Schaffhausen, gegen Ende der neunziger Jahre das Impact-Multi-System [58]. Diese Maschine ist in der Lage, die verschiedensten Verdichtungsverfahren zu variieren. Möglich sind unter anderen: Impuls, Impuls+Pressen sowie Luftstrom+Pressen.

## 3.2 Entwicklung und Stand der Forschung

Unbestritten resultiert die Maschinen- und Formstoffentwicklung aus der Notwendigkeit, das Formherstellungsverfahren auf qualitativem und quantitativem Gebiet zu verbessern. Vor 100 Jahren hat die Modellierung, so wie sie heute verstanden wird, noch nicht die Bedeutung - die getroffenen Veränderungen haben auf Erfahrungswerten beruht. Und die Simulation von Vorgängen ist erst durch die Einführung moderner und leistungsfähiger Rechentechnik möglich geworden.

Oft ist aus der Qualität der Formen bzw. der Kerne auf die notwendigen Veränderungen hinsichtlich der Maschine geschlossen worden. So ist es nicht verwunderlich, dass die Untersuchungen von Sanden, Bindern etc. in der Forschung bis zum heutigen Tage im Vordergrund stehen. Zumal bei der pneumatischen Verdichtung die Eigenschaften des Formstoffes einen erheblichen Einflussfaktor auf das Resultat ausüben und somit auch in die Modellierung der physikalischen Vorgänge, sei es nun der Transport oder die Verdichtung, einfließen müssen.

Da es schwierig ist, Untersuchungsergebnisse klar in eine Kategorie einzuordnen, sollen im Folgenden die Ergebnisse chronologisch aufgeführt werden, wobei diese zum einen nur eine Auswahl darstellen und zum anderen lediglich die Form- bzw. Kernherstellungsverfahren behandeln.

Anmerkung: Im Verlaufe dieses Abschnittes werden einige physikalische Beziehungen angeführt. Da diese teilweise einige Jahrzehnte alt sind, entsprechen die verwendeten Formelzeichen und Einheiten mitunter nicht den heute gültigen SI-Einheiten. Da es im Rahmen eines geschichtlichen Überblicks aber unsinnig erscheint, diese Beziehungen an den heutigen Standard anzugleichen, werden die Originalbezeichnungen verwendet. Um aber die Übersichtlichkeit im Symbolverzeichnis zu gewährleisten, werden die im folgenden Abschnitt aufgeführten Formelzeichen dort nicht aufgelistet, sondern direkt bei ihrem Erscheinen erklärt.

Erste Abhandlungen, die in Richtung Modellierung gehen, sind relativ einfache Betrachtungen über die Wirtschaftlichkeit von Rüttelformmaschinen [59]. Der Autor Götze, A. kommt zu dem Ergebnis, dass die Rüttelformmaschinen viermal schneller sind als die

Handstamperei. Der vermutlich gleiche Autor führt ein Jahr später sogar Berechnungen hinsichtlich der Dimensionierung von Rüttelformmaschinen durch [60]. Dabei stellt er Formeln auf, mit denen Tischfläche, Zylinderfläche und -durchmesser in Abhängigkeit von der Nutzlast bestimmt werden können. Des weiteren gibt er eine Beziehung an, mit deren Hilfe die Luftmenge bestimmt werden kann, welche die Auslasskanäle durchströmt. Darauf aufbauend ist es möglich, die Steuerkanäle zu berechnen. Diese Arbeit kann in der deutschen Gießereifachliteratur mit als erste angesehen werden, in welcher die mathematische Modellierung zur Beschreibung von Verdichtungsmaschinen herangezogen wird.

In den folgenden Jahren findet man überwiegend Veröffentlichungen bezüglich der Eigenschaften des Formsandes.

Gesser, A. beschäftigt sich z.B. mit der Kompression von Formsanden [61]. Neben der Vorstellung eines Verfahrens zur Bestimmung des Raumgewichts wird auch auf die Vorgänge bei der Kompression eingegangen. Das Ausfüllen der Poren bei der Kompression erklärt Gesser damit, dass die Tonhüllen der einzelnen Teilchen im Verlaufe der Kompression in die Poren gedrückt werden und diese ausfüllen. Er unterteilt den Kompressionsvorgang dabei in die primäre und in die sekundäre Stufe.

Keßner berichtet über die bis dahin üblichen Verdichtungsprüfverfahren und stellt ein neues vor [62]. Unter Verwendung eines Rohres, welches auf die fertige Form fallen gelassen wird, wird anhand der Eindringtiefe auf den Verdichtungszustand geschlossen. Verfahren zur Messung der Gasdurchlässigkeit, Bindefestigkeit und Biegefestigkeit werden ebenfalls aufgeführt. Anhand der Messungen werden die anno 1927 bekanntesten Verdichtungsverfahren miteinander verglichen. In Weiterführung dieser Arbeit durch Rodehüser, A. werden die Zusammenhänge zwischen der Eindringtiefe und des spezifischen Verdichtungswiderstandes, der Luftdurchlassziffer und der Bindefestigkeit der Form diskutiert [63]. Der Verfasser unterteilt in seiner Arbeit den auf die Form wirkenden Druck in statischen und dynamischen Druck und weist ebenfalls auf die Problematik der Wandreibung hin, welche dazu führt, dass die Form in diesen Zonen mit am wenigsten verdichtet wird. Dargestellt wird dies anhand einer mehrschichtigen Form mit wechselnden Farbschichten. Außerdem verweist der Autor auf die Notwendigkeit, den Sand optimal mit Ton zu vermischen, um die Balance zwischen Bindefestigkeit und Porosität (Gasdurchlässigkeit) zu realisieren. Mit steigender Verdichtung nimmt die Gasdurchlässigkeit ab, die Bindefestigkeit aber zu. Anhand dieses Beispiels wird ersichtlich, dass bereits vor über 70 Jahren

die Verdichtungsintensität einer Form als ein wichtiger Faktor für die Gussteilqualität angesehen worden ist.

Rodehüser beschäftigt sich in den Folgejahren weiterhin mit der Problematik des Verdichtens [64, 65]. So verwendet er das Raumgewicht (Dichte) als Gradmesser für die Verdichtung und gelangt zu der Erkenntnis, dass Modelle in der Form sich nachteilig auf die Verdichtung auswirken können. Beim Vergleich von Press- und Rüttelverdichtung stellt sich letzteres Verfahren als das effektive heraus. Die besten Ergebnisse beim Rütteln werden bzgl. der Endverdichtung demnach bei großem Hub erreicht, was durch die damit verbundene größere Auftreffgeschwindigkeit des Sandes erklärt wird.

In den Folgejahren erscheinen Artikel, welche sich mit den Kerneigenschaften beschäftigen, z. B. in Abhängigkeit von der Korngröße, dem Bindertyp, dem Bindergehalt und der Trocknungsdauer [66, 67, 68, 69].

Im Jahre 1934 erscheint in der amerikanischen Literatur ein Artikel über die Fließbarkeit von Formsanden [70]. Darin wird die Fließbarkeit mittels Rammschlägen bestimmt - an einem Standardgerät werden 4 Rammschläge ausgeführt, die Höhe des Formstoffes gemessen und die Veränderung der Höhe nach dem 5. Rammschlag als Maß für die Fließfähigkeit herangezogen. Verändert sich die Höhe durch den 5. Schlag nicht mehr, so liegt eine Fließfähigkeit von 100 % vor. Die Autoren stellen anhand ihrer Untersuchungen grafisch Abhängigkeiten zwischen Fließfähigkeit und Feuchtigkeit, Tongehalt, Zug- und Druckfestigkeit und Durchlässigkeit des Formstoffes dar. Unzureichende Fließfähigkeit ist als Problem bei der Form- und Kernherstellung anzusehen, da dies zu einer mangelhaften Oberfläche und somit zu Gussfehlern führt.

Diepschlag, E. veröffentlicht 1940 einen Beitrag über künstliche Formsande [71]. Hierbei ist die Tatsache zu erwähnen, dass Diepschlag auch die Bindungen innerhalb von Form- bzw. Kernmischungen behandelt, so die Oberflächenspannungen zwischen den Flüssigkeitsfilmen, die sich um die Sandkörner bilden, und die dabei auftretenden Adhäsionskräfte.

In der Umschau der „Giesserei-Zeitschrift“ werden in den 50er Jahren Beiträge zur plastischen Verformbarkeit bzw. Fließfähigkeit von Formsanden diskutiert [72, 73]. In der ersten Arbeit wird der Einfluss des Feuchtigkeitsgehaltes auf die absorbierte Arbeitsmenge während der Verdichtung untersucht. Dabei wird festgestellt, dass es ein Optimum

bzgl. des Feuchtigkeitsgehaltes gibt. Es existiert eine Abhängigkeit zwischen dem plastischen Widerstand der Fließbarkeit und dem Verdichtungsvermögen. Der Verfasser kommt zu dem Schluss, dass eine hohe Fließbarkeit auf eine geringe Plastizität und umgekehrt hinweist. In der anderen Arbeit wird das Fließen des Formsandes in zwei Etappen unterteilt. In der ersten Phase erfolgt das Fließen bzw. die Verformung durch Abscheren der Ton-Wasser-Hülle, welche sich um die Sandkörner herum befindet. Dies folgt aus der fehlenden bzw. geringen Schubspannung. In der zweiten Phase werden die Sandkörner zerstört. Der Übergang zwischen den Phasen ist dabei nicht kontinuierlich.

In einem Beitrag über Kernsande wird die Abhängigkeit der Gasdurchlässigkeit von der Volumenzahl behandelt [74]. Dabei ist die Volumenzahl der Quotient aus wirklichem und scheinbarem Volumen. Erwähnt wird auch eine Formel zur Bestimmung der spezifischen Oberfläche in Abhängigkeit von der Gasdurchlässigkeit, welche ursprünglich für pulvrige Massen hergeleitet worden ist. Diese lautet unter Verwendung der vom Autor definierten Symbole

$$S_W = \frac{14}{\gamma_S} \sqrt{\frac{1}{K v} \frac{e^3}{(1-e)^2}}.$$

Dabei bezeichnen  $S_W$  die spezifische Oberfläche,  $e$  die Porosität,  $K$  die Gasdurchlässigkeit,  $\gamma_S$  das spezifische Gewicht und  $v$  die kinematische Viskosität in Stokes ( $1 \text{ Stokes} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

Im Jahre 1953 erscheint die deutsche Übersetzung eines russischen Werkes über die Ausrüstung von Gießereien [75]. Neben einer ausführlichen Systematik über Form- und Kernmaschinen werden sehr umfangreiche technische Gleichungen aufgeführt. Als Beispiel seien hier nur genannt:

- Eine Beziehung zwischen dem mittleren Volumengewicht (Dichte)  $\delta$  und dem Druck  $p$  [ $\text{kg}/\text{cm}^3$ ] bei einer Pressformmaschine gemäß

$$\delta = 1 + C p^{0,25}. \quad (3.1)$$

Dabei bezeichnet  $C$  den Verdichtbarkeitskoeffizienten, welcher abhängig von der gewählten Schütthöhe  $H$  vor dem Beginn des Pressens ist. Die zu erfüllende Nebenbedingung lautet  $C \cdot H^{0,19} = \text{const.}$

- Die Beschreibung des Arbeitsvorganges im pneumatischen Rüttelgetriebe. Dabei bewegt sich der Zylinder von oben nach unten, in der oberen Stellung wird die



Luftzufuhr abgestellt. Die dazugehörige Beschreibung der Druckentwicklung lässt sich dann durch

$$\frac{dp}{dt} = k \mu f \Psi p \left( \frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{p_i v_i} F x - \frac{k p}{x} \frac{dx}{dt} \quad (3.2)$$

darstellen. Dabei ist  $p$  der Druck,  $t$  die Zeit,  $\mu$  der Ausflusskoeffizient,  $\Psi$  die Durchflussfunktion,  $f$  der veränderliche Querschnitt der Eintrittsöffnung,  $k$  der Adiabatenkoeffizient,  $F$  der Kolbenquerschnitt,  $x$  der Kolbenweg und  $p_i$  bzw.  $v_i$  der Druck bzw. das spezifische Luftvolumen in der Luftleitung.<sup>1)</sup>

- Berechnung der Geschwindigkeit  $u$  der Luftströmung in einer Sandgebläsemaschine nach Darcy

$$u = -k \frac{dp}{dx}.$$

$x$  stellt dabei die Kernformstoffhöhe dar,  $p$  den Druck und  $k$  einen Durchflusskoeffizienten.

Nicht zu vergessen sind auch die Ausführungen über die Wirkungsgrade der Anlagen. Dieses Buch kann als Grundstein für die weiteren Modellierungen in der Folgezeit angesehen werden.

Gesell, W. veröffentlicht 1954 Untersuchungsergebnisse, welche den Luftverbrauch und den Wirkungsgrad von Pressformmaschinen betreffen [76]. Dabei wird auch die Reibungsarbeit der Pressmanschette in Abhängigkeit von den zwei auftretenden Bewegungsrichtungen (nach oben durch ansteigenden Luftdruck; nach unten bei Entlüftung) berechnet. Der Autor berichtet im selben Jahr auch über die Sandverdichtung durch Pressen [77]. Gesell untersucht dabei die Härteverteilung der Form bei langsamem (30 s) und schnellem (10 s) Pressen. Er kommt zu dem Schluss, dass schnelles Pressen zwar zu Zonen mit hohen Härtegraden führt, aber langsames Pressen eine bessere, weil gleichmäßigere, Verdichtung liefert. Da der Pressvorgang durch Ventile gesteuert wird, ist bei dieser Anlage somit ein langsames Öffnen des Ventils vorteilhafter als ein schnelles Öffnen.

---

<sup>1)</sup>Die Definitionen bzw. Erklärungen zu den einzelnen Größen werden im weiteren Verlauf der Dissertation erfolgen, da die Beschreibung der Druckentwicklung noch zur Anwendung kommen wird.

Über die Messung der Blasfähigkeit berichtet Murray, D. M. [78]. Er schlussfolgert, gestützt auf Versuche, dass die Blasfähigkeit mit steigendem Bentonitgehalt sowie bei längerer Mischzeit abnimmt. Des weiteren weist er darauf hin, dass auch die Geometrie der Blasplatte von enormer Bedeutung ist: So bewirkt eine Platte mit 6 Düsen eine bessere Form als eine Platte mit 46 Düsen.

Siegel, H. versteht in seiner Arbeit unter Plastizität des Formsandes sein Fließvermögen [79]. Unter Verwendung eines Plastographen misst Siegel die Knetarbeit, welche in einem direkten Zusammenhang mit der Plastizität steht. Dabei variiert er Bentonitgehalt, Bentonittyp, Feuchtigkeit, Quellung und Viskosität der Bentonite. Die Fließeigenschaften von Formstoffen ist auch Thema einer Abhandlung von Orlov, G. M. [80]. Er untersucht dabei den Einfluss des inneren Reibungswinkels  $\varphi$  auf die Formfestigkeit beim Pressen. Als Ausgangspunkt seiner Überlegungen dient ihm die Beziehung

$$\tau = \sigma \tan \varphi + k. \quad (3.3)$$

Dabei bedeuten  $\tau$  bzw.  $\sigma$  die Scher- bzw. Druckspannung und  $k$  die Haftkraft. Zwei Jahre später, 1961, wird für die Untersuchungen der Pressverdichtung der Mohrsche Spannungskreis direkt in die Betrachtungen mit einbezogen [81].

Eine neue Methode zur Sichtbarmachung der Verformung behandelt ein Autorenkollektiv in [82]. Bei diesem Verfahren wird der lose Formsand in Quader eingeteilt, welche abwechselnd von unterschiedlicher Farbe sind. Nach dem Pressen verformen sich diese Quader, so dass Aussagen über die Bewegung und Verdichtung des Sandes getroffen werden können. (Bis zu dieser Zeit werden lediglich Schichten eingefärbt.)

In den sechziger Jahren gibt es sehr viele Veröffentlichungen in den osteuropäischen Ländern über die Verdichtungsproblematik.

So stellt Mutilov, V. N. eine Pressgleichung auf, welche die Verteilung des Vertikaldruckes  $p_z$  im Formstoff beim Pressen widerspiegelt [83]. Diese Beziehung lautet

$$p_z = \begin{cases} p_k e^{-2k \left(2\xi \frac{z}{a}\right)^2} & \text{für } 0 \leq z \leq \frac{a}{4\xi} \\ p_k e^{\frac{k}{2} - 2k \left(2\xi \frac{z}{a}\right)} & \text{für } z \geq \frac{a}{4\xi} \end{cases}. \quad (3.4)$$

$p_k$  bezeichnet dabei den Pressdruck,  $z$  den Abstand vom Presskolben,  $a$  die Breite des

Formkastens und  $\xi$  einen Seitendruckkoeffizienten im Zustand der Ruhe. Die Drücke werden mit  $[kp/cm^2]$ , die Abstände mit  $[cm]$  angegeben.

1965 veröffentlicht ein Autorenteam gleich drei Artikel zum Thema Verdichtung, wobei zwei davon sich speziell mit dem Kernschießen beschäftigen. In Anlehnung an Gleichung (3.1) wird eine Pressgleichung aufgestellt, welche neben dem Raumgewicht auch die Dichte des Sandskeletts berücksichtigt [84]. Für die neue empirische Pressgleichung gilt

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = 1 - \left(1 - \frac{\sigma_n}{\sigma_0}\right) e^{-Ap^b}. \quad (3.5)$$

Dabei bezeichnen  $\sigma_0$  die Dichte des Skeletts,  $\sigma_n$  die Schüttdichte,  $\sigma$  die Enddichte,  $p$  der wirkende Druck in  $[kp/cm^2]$  und  $b$  sowie  $A$  Verdichtungskoeffizienten. Des weiteren erfüllt die Beziehung (3.5) die Randbedingungen für  $p = 0$  und  $p \rightarrow \infty$ .

Bei Untersuchungen an Kernschießmaschinen wird von den Autoren eine Hochgeschwindigkeitskamera verwendet, mit welcher die Vorgänge in der Schießkammer und im Kernkasten aufgenommen werden, optisch unterstützt durch die Verwendung zweifarbiger Sandschichten [85]. Anhand der Aufnahmen schließen sie auf unterschiedliches Ausfließverhalten aus der Schießkammer in Abhängigkeit von der Geometrie. Durch Modellierung der Luftströmung durch den Formstoff in der Schießkammer können die Phänomene erklärt werden, wobei der Formstoff als homogenes, starres und nicht deformierbares Medium angenommen wird. Die Autoren unterteilen den Schießprozess in zwei Etappen:

1. Der Kernkasten wird befüllt.
2. Es erfolgt die Verdichtung im Kernkasten durch Hineinpressen des Kernformstoffes (Pressballen) infolge der noch wirkenden Druckunterschiede.

Der letzte Punkt ist nachgewiesen worden, indem mit einem Kernkasten, in welchem sich eine lose Sandschüttung in zweifarbiger Gitterstruktur befindet, der Kernschießprozess durchgeführt wird und man somit die Deformation des im Kasten befindlichen Kernformstoffes und den Zufluss von Kernformstoff aus dem Schießzylinder nachvollzieht. In einer weiteren Arbeit beschäftigt man sich mit den konstruktiven Anforderungen an Kessel und Schießkammer [86]. Die wichtigsten Ergebnisse sind unter anderen:

- Höherer Luftdruck vergrößert die Dichte des geschossenen Kernes.
- Das Verhältnis zwischen Schießhülshöhe und Schießhülsendurchmesser hat keinen Einfluss auf den Kern.

- Eine große Wirkung auf die Kerneigenschaften haben die Verhältnisse der Düsenquerschnittsfläche im oberen und unteren Teil der Schießkammer und der Düsenfläche im oberen Teil der Kammer und der Ventilfläche.
- Eine optimale Kerndichte wird bei einem Verhältnis von Ventil- zum Hülsendurchmesser von 0,2 bis 0,5 erreicht.

Des weiteren werden Abhängigkeiten der Verdichtung einmal vom Verhältnis der Belüftungsfläche zur Austrittsfläche und zum anderen vom Verhältnis der Volumina des Kessels und der Hülse aufgestellt.

In Weiterführung der Untersuchungen zum Kernschießen veröffentlichen Geller, R. L. und Erkin, W. W. 1968 einen Artikel über den Schieß-Press-Vorgang, welcher speziell die Verdichtung während des Pressvorganges behandelt [87].

Eine anderer Beitrag beschäftigt sich mit dem Einfluss der Deformationsgeschwindigkeit auf die Formstoffverdichtung beim Pressen [88]. In dieser Arbeit wird der Formstoff als ein rheologischer Körper betrachtet, der elastische (Hook), viskose (Newton) und plastische (St. Venant) Eigenschaften besitzt.

Der Autor Balandin, G. F. diskutiert die vorhandenen Pressgleichungen, einschließlich Gleichungen (3.1) und (3.5) [89]. Er weist auf Unzulänglichkeiten hin und leitet auf der Grundlage von

$$p = p_0 e^{A_0 \epsilon} \quad (3.6)$$

eine neue Verdichtungsgleichung her, deren Anwendung mit den experimentellen Werten hervorragende Übereinstimmung aufzeigt. Dabei bezeichnen in Gleichung (3.6)  $A_0$  den konstanten Kompressionsmodul,  $p_0$  den Widerstand des Ausgangsformstoffes gegenüber der Verdichtung und  $\epsilon$  die relative räumliche Deformation des Formstoffes. Laut Balandin stellt Gleichung (3.6) die erste Verdichtungsgleichung für Formstoffe dar, welche von Aksjonow, N. P. bereits in [75] veröffentlicht worden ist<sup>2)</sup>.

In einem polnischen Beitrag wird der Kernblasprozess untersucht, wobei die Autoren das Schießen dem Blasen zuordnen [90]. Neben Aufnahmen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera und der Auswertung der Bilder findet man auch Aussagen zum Sandstrom. So lässt sich die kinetische Energie  $E_S$  des Sandstromes durch

$$E_S = \frac{Q \nu^2}{2g} \quad [kpm/s] \quad (3.7)$$

---

<sup>2)</sup>Veröffentlichung in der russischen Ausgabe bereits im Jahre 1950

berechnen, wobei  $Q$  den Sandausfluss in  $[kp/s]$ ,  $\nu$  die Sandstromgeschwindigkeit und  $g$  die Erdbeschleunigung darstellen. Der mittlere Sandausfluss  $Q_{mitt}$  kann durch

$$Q_{mitt} = 0,83 F_B \sqrt{(p-p_1)_{mitt}} \quad [kp/s] \quad (3.8)$$

ausgedrückt werden ( $F_B$  Querschnitt der Blasöffnung  $[cm^2]$ ,  $p_k$  bzw.  $p_1$  Druck über der Formstoffsäule bzw. Druck an der Blasöffnung  $[kp/cm^2]$ ). Es wird weiterhin auf die Bedeutung des Verhältnisses zwischen aktiven Entlüftungsquerschnitt und Düsenquerschnitt eingegangen, was in der Forderung nach einer hinreichenden Kernkastenentlüftung mündet.

Einen umfassenden Überblick über den Wissensstand auf dem Gebiet der Formstoffverdichtung und der Formmaschinen gibt Aksjonow, P. N. [91]<sup>3)</sup>.

1971 veröffentlicht Gesell Untersuchungen zum Kernblasen und Kernschießen [92]. Seine Versuche ergeben Resultate hinsichtlich des Aufbaus des Kernes im Kernkasten während des Blas- bzw. Schießprozesses. Dabei kommt Gesell zu dem Schluss, dass in den Kernkasten als erstes nur reine Luft strömt, der Kernformstoff folgt erst im Nachhinein. Die Formstoffbrücke an der Schießöffnung wird somit durch den Luftstrom zerstört, d. h., die Fluidisierung des Formstoffes ist Voraussetzung dafür, dass der Transport in den Kernkasten gewährleistet werden kann. Des weiteren werden die Belüftungsbedingungen in der Schießkammer verändert. Neben der Beschreibung der Vorgänge in der Schießkammer, speziell die Dom- bzw. Kraterbildung betreffend, wird ausgeführt, dass der Luftverbrauch für einen fertig geschossenen Kern bei dem ca. 35fachen des Kernvolumens liegt.

Weitere Arbeiten in den siebziger Jahren beschäftigten sich mit den Vorgängen bei der Impulsverdichtung und mit dem Schießen von Kernen mit zwei Schießkammern [93, 94]. Dabei ist in dem letzteren Artikel die Aufnahmen des Kernes interessant, weil man daraus Rückschlüsse auf das Fließverhalten des Sandes treffen kann.

Unter der Mitwirkung von Boenisch, D. werden umfangreiche Untersuchungen zum Impulsverfahren durchgeführt [95, 96]. Die wichtigsten Resultate sind:

- Ein wesentlicher Unterschied zwischen Druckluft- und Verbrennungskraft-Impulsmaschine hinsichtlich der Formqualität existiert nicht.

---

<sup>3</sup>2. Auflage erschien 1977

- Die Formfestigkeit ist primär abhängig von der Entwicklung des Druckes über dem Formstoff.
- Die besten qualitativen Ergebnisse werden erreicht, wenn der Formsand locker in den Formkasten eingefüllt wird.
- Zu hohe Seitendrücke verhindern eine ausreichende Randverdichtung. Des weiteren sind sie für die Brückenbildung<sup>4)</sup> verantwortlich.

Vom Blickwinkel der Hochgeschwindigkeitsverdichtung ausgehend werden die Ergebnisse als Bestandteil einer Dissertation von Lorenz, V. ausführlich dargestellt und diskutiert [97].

Im Jahre 1983 erscheint in der russischen Literatur von Orlov, G. M. ein mathematisches lineares Modell zur Beschreibung der dynamischen Verdichtung des Formstoffes [98]. Die Grundlage für sein Modell bilden die Ausführungen von Balandin ([89]) und einige grundlegende rheologische Gesetzmäßigkeiten. Orlov geht auch auf die Lösung des Modells mittels Differenzenverfahren ein. Die entsprechenden Berechnungen unter Verwendung der Rechentechnik stellt er bereits 1985 vor [99]. In der deutschen Zeitschrift „Giessereitechnik“ wird ein Vortrag von Orlov abgedruckt, welchen er im Rahmen des Berg- und Hüttenmännischen Tages in Freiberg gehalten hat [100]. Bei diesem Vortrag stellt er sein Modell vor, mittlerweile in einer etwas leicht abgeänderten Form. Das Modell, welches aus drei Grundbeziehungen besteht, lautet:

Differentialgleichung der Formstoffverdichtung

$$\frac{\partial \sigma}{\partial y} = -(1 - m) \frac{\partial p}{\partial y} + m \rho R - (a - g) \sigma - \xi f \frac{U}{A} \sigma \quad (3.9)$$

Verdichtungsgleichung

$$\delta = \delta_0 \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^\mu \left\{ 1 + \left[ \frac{\sigma}{\sigma_0} \left( \frac{\delta_0}{\delta_A} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \exp \left( \frac{-\sigma \Delta t}{\mu \lambda} \right) \right\}^{-\mu} \quad (3.10)$$

Strömungsgleichung

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{n}{m} \left( p \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{u}{n} \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{p}{\delta_Q} \frac{\partial \delta}{\partial t} \right) \quad (3.11)$$

---

<sup>4)</sup>Hochverdichtete Bereiche im Formsand, welche sich zwischen Wand/Modell bzw. Modell/Modell während der Verdichtung ausbilden können und die Bewegung des Formsandes hemmen.

$\sigma$	Druckspannung
$y$	Entfernung von der Formstoffoberfläche
$p$	Gasdruck
$m$	Porosität
$\rho$	Gasdichte
$R$	spezifischer Widerstand der Formstoffmischung bzgl. der Bewegung des Gasstroms
$a$	Beschleunigung des Formstoffes
$g$	Erdbeschleunigung
$\delta$	Dichte des Formstoffes
$\xi$	Seitendruckkoeffizient
$f$	innerer Reibungskoeffizient
$U$	Formkastenumfang
$A$	Formkastenfläche
$\delta_0$	Dichte des Formstoffes bei Spannung $\sigma_0$
$\delta_A$	Dichte des Formstoffes im vorangegangenen Berechnungsschritt
$\Delta t$	Zeitintervall des Berechnungsschrittes
$\mu$	Verdichtungskoeffizient
$\lambda$	Koeffizient der dynamischen Viskosität des Formstoffes
$n$	Polytropenkoeffizient
$u$	relative Strömungsgeschwindigkeit des Gases zum Formstoff
$\delta_Q$	Dichte des Quarzskeletts
$t$	Zeit

In einer weiterführenden Arbeit werden die Größen  $R$  und  $a$  aus Gleichung (3.9) von Orlov spezifiziert [101]. Demnach gilt

$$R = -\frac{1}{\rho m} \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial t}$$

sowie

$$a = \frac{\partial(\delta v)}{\partial t} + \frac{\partial(\delta v^2)}{\partial y}.$$

$v$	Geschwindigkeit des Formstoffs,
$w$	Absolutgeschwindigkeit des Gases

1998 erscheint allerdings ein Artikel, in welchem die Verfasser die Meinung vertreten, dass die Gleichung (3.9) einige Fehler aufweist [102]. Zum einen werde der Übergang zwischen den Formstoffschichten nicht korrekt wiedergegeben und zum anderen werde die Wechselwirkungskraft zwischen Luftströmung und Formstoffschichten gleich zweimal in der Gleichung mit berücksichtigt. Die auf dieser Ansicht basierende korrigierte Gleichung (3.12) ist letztendlich eine verkürzte Fassung der Ausgangsgleichung (3.9).

$$\frac{\partial \sigma}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} - (a - g) \sigma - \xi f \frac{U}{A} \sigma \quad (3.12)$$

In einer anderen Abhandlung wird ein rheologisches Modell des Formstoffes bei der dynamischen Verdichtung vorgestellt [103]. Dazu wird der Verdichtungsprozess in 3 Phasen eingeteilt: 1. Phase - elastische Eigenschaften, Hook; 2. Phase - parallel vorhandene Eigenschaften von elastischen und viskosen Eigenschaften, Hook/Newton; 3. Phase - parallel vorhandene Eigenschaften von plastischen und viskosen Eigenschaften, St. Venant/Newton.

Mit der Formstoffverdichtung und deren Modellierung bei einem anderen Verdichtungsprozess, nämlich dem Vibrationspressen, befassen sich Bast, J. und Wruck, G. [104].

Zu Beginn der neunziger Jahre rücken maschinentechnische Problemstellungen wieder etwas mehr in den Vordergrund.

So behandeln polnische Autoren die Bestimmung der Ausstoßleistung von Kernschießmaschinen auf der Grundlage von zwei Berechnungsmodellen [105]. Als Konsequenz wird das Modell nach Rakogon als das realistischere Modell angesehen. Danko, J. veröffentlicht ein Jahr später ein Buch zum Thema Kernschießen, wo er sich sehr umfangreich mit der Druckluftentwicklung und der Berechnung der Beladungsstärke des Kernformstoffstrahles beschäftigt [106].

Auf die mathematische Modellierung der pneumatischen Verdichtungsverfahren gehen Bast, J. und Muschna, M. ein [107, 108]. Neben der ausführlichen Behandlung der Luftstrom-Pressverdichtung werden die 4 Hauptarten der pneumatischen Verdichtung kurz umrissen und ein maschinen- und ein formstofftechnologisches Modell zur Beschreibung der Vorgänge angegeben. Ersteres dient zur Bestimmung der Druckluftentwicklung, zweiteres zur Bestimmung der Spannungsentwicklung des Formstoffes. Dazu werden die Gleichungen (3.2) und (3.9) herangezogen, letztere aber ohne den Summanden  $m\rho R$ .

Moore geht in seiner Arbeit auf die Problematik der Entlüftungsdüsen unter Berück-



sichtigung von Art, Größe und Anzahl im Kernkasten ein [109]. Wallbank, J. stellt die signifikanten Prozessparameter beim Kernblasen zusammen [110]. Diese sind: Anzahl und Anordnung der Entlüftungsdüsen, Durchmesser der Blasdüse, Luftdruck und Bindergehalt.

Um die Kerne und die Schießmaschinen quantitativ bewerten zu können, werden durch Boenisch, D. und Knauf, M. zwei Prüfverfahren vorgestellt [111]. Zum einen wird die Beladungsprobe vorgestellt. Mit ihrer Hilfe wird die Beladungsdichte der Transportluft in den Kernkasten gemessen. Bei der zweiten Probe handelt es sich um die Kantenprobe. Bei dieser wird ein teilweise dünnwandiger Kern geschossen, bei dem das Modell außerdem eine zweimalige Kernformstoffumlenkung erzwingt. Resultate der Untersuchungen sind unter anderen, dass eine hohe Beladungsdichte für die Kernqualität Voraussetzung ist und dass anliegender Unterdruck am Kernkasten den Füllungsgrad nicht verbessert. In einer Weiterführung der Kernuntersuchung beschäftigen sich die Autoren mit den Problemen in der Schießkammer [112]. Dabei geht es vor allem um die Phänomene der Brückenbildung und der Totbereiche. Da beim Cold-Box-Verfahren der Kernformstoff mit der Zeit unter Lufteinfluss zu härten beginnt, ist schon ca. 2 Stunden alter Kernformstoff nicht mehr verwendbar. Durch die Luftströmung wird der Kernformstoff aus den Totbereichen jedoch mit der Zeit auch mit in den Kernkasten geschossen, so dass der geschossene Kern als Gemisch von altem und neuem Formstoff unter Einwirkung von Amin nicht mehr die erforderliche Härte aufweist.

Mit der Sanddruckverteilung im Kernkasten, der Schießzeit, der Druckaufbaugeschwindigkeit, dem Druckluftverbrauch befasst sich Knauf, M. in seiner Dissertation [113].

Ein anderer Artikel beschäftigt sich mit dem Fließverhalten von Kernformstoff bei Variation von Schießdruck sowie Lage und Größe der Entlüftungsdüsen [114].

Über den Einfluss von Sand, Binder, Katalysator, Entlüftung, Schießdruck und Blasdüse auf den Kern berichten Adamovits und Horton [115].

Auf dem Gebiet der Modellierung wird die Berechnung der Luftbewegung im Formstoff beim Impulsverfahren mittels FEM-Methode (Finite Element Method) vorgestellt [116]. Im Rahmen der GIFA 1999 werden in Vorträgen zwei verschiedene Herangehensweisen zur Modellierung des Kernformstoffflusses im Kernkasten vorgestellt. Ein Team der

RWTH-Aachen löst dieses Problem unter Verwendung des Softwareprogramms FLUENT [117]. Dabei wird der Strahl als Zweiphasenströmung angenommen und als Ausgangspunkt die Kontinuitätsgleichung und die Impulserhaltungsgleichung herangezogen. Eine andere Variante stammt von japanischen Forschern [118]. Diese verwenden neben der Kontinuitätsgleichung die Newtonsche Bewegungsgleichung und lösen das System mittels der DEM-Methode (Distinct Element Method). Bei dieser Methode werden die Partikel bzw. Partikelverbände einzeln mit der Luftströmung in Wechselwirkung stehend betrachtet. Das Aachener Modell hingegen betrachtet zwei fluide Phasen - eine Luftphase und eine granulare Phase, welche aus den Formstoffpartikeln besteht.

Mit dem Thema der Begasung im Polyurethan-Cold-Box-Verfahren wird sich ebenfalls auseinandergesetzt [119, 120]. Unter Verwendung von FLUENT wird eine Simulation der Durchströmung des Gases durch den Kern durchgeführt. Da diese Berechnung als neue Anwendung innerhalb von FLUENT aufzufassen ist, müssen allerdings neue Randbedingungen und Gesetzmäßigkeiten erarbeitet werden.

Die Problematik der Vorgänge in der Schießkammer sind eng an das Gebiet der Schüttgutmechanik angelehnt. So ist es nicht verwunderlich, dass dies auch unter dem Gesichtspunkt der Siloentleerung ein Thema ist, auch wenn die dabei betrachteten Stoffe in der Regel andere Eigenschaften besitzen. So findet man auf dem Gebiet der mechanischen Verfahrenstechnik insbesondere Veröffentlichungen zur Kraftwirkung von Luftstoßgeräten und zur Wirkung von Luftstoßeffekten auf verdichtete Schüttgüter [121, 122].

### **3.3 Auswertung**

Anhand der Literaturrecherche wird deutlich, dass das Problem der pneumatischen Verdichtungs Vorgänge eine große Beachtung erfährt. Dieses ist nicht zuletzt auch darauf zurückzuführen, dass diese Verfahren im großen Umfang zur Herstellung von Kernen und Formen eingesetzt werden.

Der größte Anteil der Veröffentlichungen befasst sich dabei mit dem qualitativen Einfluss der Parameter auf die Kerne und Formen. Zu erwähnen wären in diesem Zusammenhang Kesseldruck, Entlüftungsdüsen und Ventile.

Quantitativ gesehen existieren viele Ausführungen zur Beschreibung der Vorgänge beim Pressen (vgl. Gl. (3.1), (3.3), (3.4), (3.5)).

Eine Loslösung vom Pressvorgang wird durch Orlov mit einem verallgemeinerten System zur Beschreibung der dynamischen Verdichtung des Formstoffes (vgl. Gl. (3.9) - (3.11)) gegeben.

Speziell für die Verfahren mit Stofftransport werden Beziehungen aufgestellt, welche den Sandstrom in den Kernkasten wiedergeben (vgl. Gl. (3.7), (3.8)). Allerdings ist in letzter Zeit versucht worden, die Bewegungsabläufe unter Verwendung der FEM- bzw. DEM-Methode zu simulieren, teilweise auch unter Benutzung von kommerzieller Software wie FLUENT (vgl. [117, 118]). Jedoch erfolgte hier keine Einbindung der Druckentwicklung als treibende Kraft der Formstoffverdichtung.

Zur Druckluftentwicklung über der Formstoffsäule existiert eigentlich nur eine Beschreibung für pneumatische Verdichtungsmaschinen auf dem Gebiet des Gießereiwesens (vgl. Gl. (3.2)). Praktisch ist die Gleichung für das Kernschießen lediglich von Danko, J. [106] angewandt worden.

Aufgrund der Tatsache, dass die Druckentwicklung die treibende Kraft bei der Formstoffverdichtung ist, ist es sinnvoll, die Druckluftentwicklung in einer pneumatischen Verdichtungsanlage genauer zu untersuchen, vor allem in Abhängigkeit von Parametern. Als Grundlage soll die Differentialgleichung (3.2) dienen. Diese muss allerdings zunächst unter Verwendung einer Programmiersprache in ein lauffähiges Computerprogramm eingebunden werden, damit die Berechnungen in Abhängigkeit von maschinen- und verfahrenstechnischen Parametern durchgeführt werden können. Anschließend muss überprüft werden, inwieweit die Differentialgleichung die Vorgänge bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren wiedergeben kann.

Ist die Anwendbarkeit nachgewiesen, können zum einen Parameteridentifikationen (Ventilfunktionen, Durchflusskoeffizienten) und zum anderen Berechnungen über die Parametereinflüsse durchgeführt werden. So steht z.B. die Frage, ob man durch Variation bestimmter Parameter die gleiche Wirkung, sprich den gleichen Druckgradienten, reproduzieren und gleichzeitig dadurch wirtschaftlicher arbeiten kann. So könnte ein kleinerer Kesseldruck durch ein sich schneller öffnendes Ventil ausgeglichen werden, wodurch sich der Stromverbrauch und damit die Kosten verringern würden.

## 4 Vom mathematischen Modell zu den Computerprogrammen

### 4.1 Einführung

Die Kenntnis der Druckentwicklung oberhalb der Formstoffsäule ist dahingehend von Bedeutung, um Aussagen über die Vorgänge im Formkasten treffen zu können, da der sich in der Formkammer aufbauende Druck für den Formstofftransport bzw. für die Formstoffverdichtung und damit für die Qualität der Form verantwortlich ist.

Ausgehend von den Ergebnissen der Literaturrecherche soll zur Beschreibung der Druckentwicklung die Differentialgleichung (3.2) verwendet werden.

In diesem Kapitel wird auf diese Differentialgleichung näher eingegangen, vor allem auch in Hinblick auf ihre Anwendung zur Berechnung der Druckentwicklung in den zu erstellenden Computerprogrammen. So ist es z. B. bei den Ventilfunktionen notwendig zu entscheiden, welche Weg-Zeit-Modelle für den Öffnungs- bzw. Schließprozess dem Nutzer der Programme zur Verfügung gestellt werden.

Weiterhin muss der Frage nachgegangen werden, welche numerischen Methoden zur Lösung der mathematischen Probleme eingesetzt werden können.

Am Ende des Kapitels werden die Programme einzeln vorgestellt.

### 4.2 Mathematisches Modell

#### 4.2.1 Annahmen und Idealisierungen

Bei der Modellierung der Druckentwicklung soll die Ortsabhängigkeit nicht mit berücksichtigt werden, d. h., es werden nur Aussagen darüber getroffen, welcher „gemittelte“ Druck in einem bestimmten Volumen zu einer bestimmten Zeit vorliegt.

Außer dem Kessel, dem Maschinenbehälter und dem Formkasten sind in Abhängigkeit von der konstruktiven Gestaltung der Maschine noch diejenigen Volumina zu berücksichtigen, die ein relativ großes Volumen bzgl. des Gesamtvolumens einnehmen. Besonderes Augenmerk muss auf die sich zeitlich veränderlichen Volumina, hervorgerufen z. B. durch den Formstoffausfluss aus der Schießkammer, und die Durchflussöffnungen (Ventile) gerichtet werden.

Für das mathematische Modell der Druckentwicklung werden folgende Vereinfachungen angenommen:

- a) der Druckverlust durch die Wandreibung in den Rohren wird vernachlässigt,
- b) der Vorgang verläuft adiabatisch,
- c) es wird mit Luft gearbeitet und
- d) während des Verdichtungsprozesses erfolgt keine Luftzufuhr in den Kessel.

## 4.2.2 Kurze Herleitung des mathematischen Modells

Im folgenden Beispiel soll die Massen- bzw. die Druckentwicklung in einem Volumen  $V_2$  betrachtet werden. Dabei soll dem Volumen  $V_2$  ein Volumen  $V_1$  vor- und ein Volumen  $V_3$  nachgeschaltet sein, so wie dies in Abbildung 4.1 skizziert ist. Für die Drücke solle  $p_1 \geq p_2 \geq p_3$  gelten, wodurch die Strömungsrichtung eindeutig festgelegt ist.

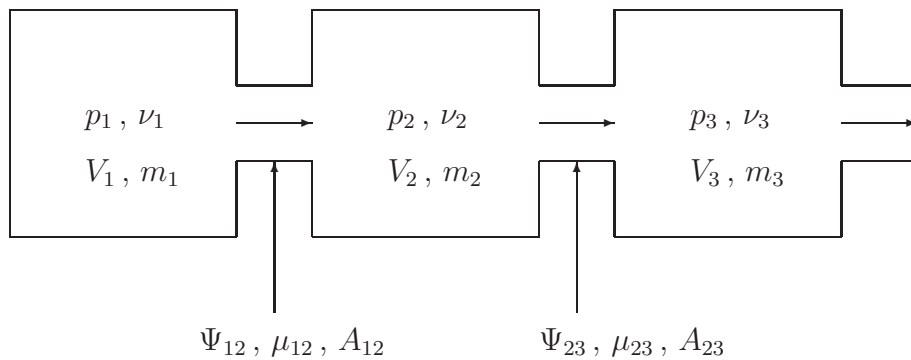


Abb. 4.1: Physikalische Größen zur Beschreibung der Druckentwicklung

Die in Abbildung 4.1 verwendeten Größen bedeuten:

$p_i$	Druck im Volumen $V_i$ [Pa]
$m_i$	Masse im Volumen $V_i$ [kg]
$\nu_i$	spezifisches Volumen (entspricht reziproker Dichte) im Volumen $V_i$ [m <sup>3</sup> /kg]
$V_i$	Volumen [m <sup>3</sup> ]
$A_{ij}$	Fläche [m <sup>2</sup> ]
$\Psi_{ij}$	Durchflussfunktion [-]
$\mu_{ij}$	Durchflusskoeffizient [-]

$\kappa$       Adiabatenkoeffizient [-]

Auf die Größen Durchflussfunktion und -koeffizient wird im Abschnitt 4.3 noch eingegangen werden. Die Doppelindizes charakterisieren die Fließrichtung, d. h.,  $ij$  entspricht einer Luftströmung aus dem Volumen  $V_i$  in das Volumen  $V_j$ . Da eine Öffnung unabhängig von der Fließrichtung ist, gilt  $A_{ij} = A_{ji}$ .

Für adiabatisch ablaufende Prozesse ist die Beziehung

$$p \nu^\kappa = \text{const.} \quad (4.1)$$

anwendbar, wobei sich die Aussage auf den Druck und auf das entsprechende spezifische Volumen in einem konstruktiven Volumen bezieht. Folglich gilt in einem konstruktiven Volumen

$$\nu = \left( \frac{p_n}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \nu_n. \quad (4.2)$$

Um die Druckentwicklung im konstruktiven Volumen zu beschreiben, wird als Ausgangsgleichung die Beziehung zur Beschreibung der Luftmassenentwicklung herangezogen (s. [123]). Als Beispiel soll die Entwicklung der Luftmasse  $m_2$  unter Berücksichtigung der Bedingungen gemäß Abbildung 4.1 wiedergegeben werden.

$$\frac{dm_2}{dt} = +A_{12} \mu_{12} \Psi_{12} \sqrt{2 \frac{p_1}{\nu_1}} - A_{23} \mu_{23} \Psi_{23} \sqrt{2 \frac{p_2}{\nu_2}} \quad (4.3)$$

Die Luftmasse  $m_2$  im Volumen  $V_2$  lässt sich aber auch schreiben als

$$m_2 = V_2 \rho_2 = \frac{V_2}{\nu_2} \stackrel{(4.2)}{=} \frac{V_2}{\nu_n} \left( \frac{p_2}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}}.$$

Die Differentiation dieser Gleichung liefert

$$dm_2 = \frac{1}{\nu_n} \left( \frac{p_2}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}} dV_2 + \frac{1}{\kappa p_2 \nu_n} \frac{V_2}{p_2} \left( \frac{p_2}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}} dp_2. \quad (4.4)$$

Durch die Verknüpfung von Gleichung (4.3) mit Gleichung (4.4), verbunden mit einer Umstellung nach  $\frac{dp_2}{dt}$ , erhält man

$$\frac{dp_2}{dt} = \nu_n \left( \frac{p_n}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \frac{\kappa p_2}{V_2} \left( A_{12} \mu_{12} \Psi_{12} \sqrt{2 \frac{p_1}{\nu_1}} - A_{23} \mu_{23} \psi_{23} \sqrt{2 \frac{p_2}{\nu_2}} \right) - \frac{\kappa p_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt}. \quad (4.5)$$

Werden nun in Gleichung (4.5) die spezifischen Volumina  $\nu_1$  und  $\nu_2$  unter Verwendung der Formel (4.2) ersetzt, so gilt für die Beschreibung der Druckentwicklung

$$\frac{dp_2}{dt} = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}} \frac{\kappa p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_2}} \left( A_{12} \mu_{12} \Psi_{12} \sqrt{2 p_1^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} - A_{23} \mu_{23} \Psi_{23} \sqrt{2 p_2^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \right) - \frac{\kappa p_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt}. \quad (4.6)$$

Diese Differentialgleichung stellt den Druckgradienten im Volumen  $V_2$  dar. Bezogen auf ein System mit  $n$  Volumina und unter Berücksichtigung mehrerer Zu- bzw. Abflüsse lautet das allgemeine Differentialgleichungssystem

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} = & \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}} \frac{\kappa p_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_i}} \left( \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \leq p_j}}^n A_{ji} \mu_{ji} \Psi_{ji} \sqrt{2 p_j^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Zufluss}} - \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \geq p_j}}^n A_{ij} \mu_{ij} \Psi_{ij} \sqrt{2 p_i^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Abfluss}} \right) \\ & - \frac{\kappa p_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} \quad \forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\}, i \neq j. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Mit Ausnahme von  $\nu_n$ ,  $p_n$  und  $\kappa$  können die anderen Größen zeitabhängig sein. Unter der Bedingung  $p_n = 0,1 \text{ MPa}$  bei einer Umgebungstemperatur von  $20^\circ \text{C}$  gelten  $\nu_n = 0,83 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$  und  $\kappa = 1,40$ . Die Spezifizierungen zu  $\Psi$ ,  $\mu$  und  $A$  erfolgen im Abschnitt 4.3.

Das System (4.7) besteht aus gewöhnlichen nichtlinearen Differentialgleichungen, welche nicht mehr analytisch lösbar sind. D.h., es muss ein numerisches Verfahren verwendet werden, um die Druckentwicklung berechnen zu können. Diese Problematik wird im Abschnitt 4.4 behandelt werden.

## 4.3 Spezifikationen einiger Teilfunktionen

### 4.3.1 Durchflussfunktion

Eine detaillierte Herleitung der Durchflussfunktion  $\Psi$  findet man z. B. in [123]. Im Folgenden soll lediglich auf die Definition dieser Funktion eingegangen werden.

$$\Psi(x) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \frac{2}{\kappa} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \text{für } 0 < x \leq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ x^{\frac{2}{\kappa}} - x^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \text{für } \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \leq x \leq 1 \end{cases} \quad (4.8)$$

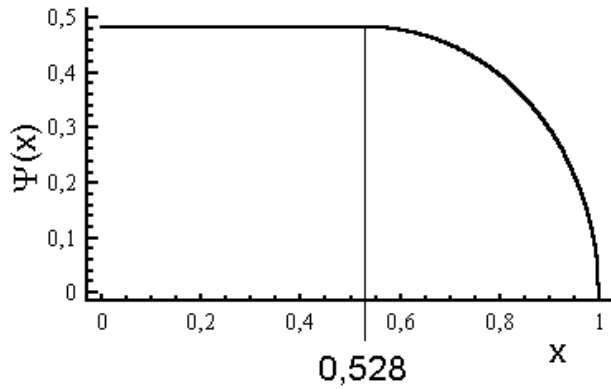


Abb. 4.2: Durchflussfunktion für  $\kappa = 1,40$

Die Durchflussfunktion hat ihren Ausgangspunkt in der Betrachtung des Massedurchsatzes während des Ausströmvorganges aus einem Behälter. Definiert ist die Durchflussfunktion auf dem Intervall  $(0, 1]$  gemäß Gleichung (4.8).

Die Funktion  $\Psi(x)$  ist in Abbildung 4.2 dargestellt. In der praktischen Anwendung der Durchflussfunktion entspricht dem Argument  $x$  das an-

liegende Druckverhältnis an der Öffnung zwischen zwei Volumina. Gilt  $p_i \leq p_j$ , so ist  $x = \frac{p_i}{p_j}$ , wodurch auch der geforderte Definitionsbereich  $(0, 1]$  realisiert wird. Der spezielle Punkt  $x = \frac{2}{\kappa + 1} \frac{\kappa}{\kappa - 1}$  basiert auf physikalischen Gegebenheiten. An diesem Punkt nimmt das Druckverhältnis genau den Wert an, an dem die Strömungsgeschwindigkeit der Schallgeschwindigkeit entspricht. Dieses Verhältnis wird auch als „kritisches“ oder „Laval-“Druckverhältnis bezeichnet. Da man davon ausgeht, dass keine Überschallgeschwindigkeit auftritt, bleibt die Durchflussfunktion bei Vergrößerung des Druckunterschiedes und somit bei Verkleinerung des Druckverhältnisses konstant. Für den Fall des Druckausgleiches, was einen Stillstand der Strömung zur Folge hat, gilt zudem folgerichtig  $\Psi(1) = 0$ .

### 4.3.2 Durchflusskoeffizient

Die Funktion  $\mu_{ij}$  wird vereinfachend, wie auch in der Praxis üblich, als eine Konstante angesehen werden.

Zudem sind die ausführlichen zeitabhängigen Beziehungen sehr kompliziert und in Hinblick auf die numerische Lösung des Differentialgleichungssystems (4.7) von Nachteil. Beispiele für ausführlich hergeleitete Durchflusskoeffizienten für verschiedene geometrische Öffnungen können bei Pogorelov nachgelesen werden [124].

In der Praxis verwendete Durchflusszahlen sind in Abbildung 4.3 aufgeführt, wobei allerdings auf die Angabe entsprechender Längen-Durchmesserverhältnisse verzichtet worden ist. Für den Fall großer Öffnungen werden die Durchflusskoeffizienten größer, in



Abhängigkeit von der Öffnungsart bewegen sich die Werte zwischen 0,6 und 0,8 (vgl. [125]).

			
<b>scharf- kantig</b>	<b>zylindrisches Ansatzrohr</b>	<b>gut abge- rundete Düse</b>	<b>konisches Ansatzrohr</b>
<b>0,59...0,62</b>	<b>0,82</b>	<b>0,97...0,99</b>	<b>0,74...0,95</b>

Abb. 4.3: Durchflusszahlen nach [125]

Da die Durchflusskoeffizienten numerisch über eine Parameteridentifizierung bestimmt werden können, beinhalten die auf diesem Weg erhaltenen Werte jedoch aufgrund des verwendeten Differentialgleichungssystems (4.7) auch nicht öffnungsspezifische Strömungsverluste. So werden z. B. durch Rohrkrümmungen und Turbulenzen hervorgerufen Reibungseffekte durch die Durchflusskoeffizienten widerspiegelt. Deshalb wird es zu einer Abweichung zwischen den exakten und den über die Parameterbestimmung ermittelten Durchflusskoeffizienten kommen, wobei die Parameteridentifizierung kleinere Werte liefern wird.

Auch wenn die Durchflusskoeffizienten als konstant angesehen werden sollen, gilt dies korrekterweise aber eigentlich nur für eine Fließrichtung, d. h.  $\mu_{ij} \neq \mu_{ji}$ . Dies ist sofort aus Abbildung 4.3 ersichtlich, weil bei einer Änderung der Strömungsrichtung die Ausbildung der Strömung beeinflusst wird und damit auch der dazugehörige Durchflusskoeffizient. Da aber die Strömung vom Kessel in Richtung Formstoff die den Prozess bestimmende Strömungsrichtung ist, kann es als legitim angesehen werden, mögliche Veränderungen der Durchflusskoeffizienten bei Umkehrung der Strömungsrichtung, beispielsweise aufgrund von Entlüftungsvorgängen, zu vernachlässigen.

### 4.3.3 Ventilfunktion

#### 4.3.3.1 Allgemeine Ausführungen

Werden Öffnungen durch Ventile geregelt, sind die entsprechenden Flächen  $A$  zeitabhängige Funktionen. Diese Ventilfunktionen spielen für die pneumatischen Verdichtungsverfahren eine entscheidende Rolle, da ihre Wirkungsweise ein Kriterium dafür sein kann, ob ein Blas- oder ein Kernschießverfahren vorliegt.

Im Zusammenhang mit Ventilen lassen sich folgende Parameter aufstellen, welche die Druckentwicklung bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren beeinflussen:

- konstruktive Gegebenheiten des Ventils,
- Beginn und Dauer des Öffnungsprozesses,
- Geschwindigkeitsverlauf des Öffnungsprozesses,
- Beginn und Dauer des Schließprozesses,
- Geschwindigkeitsverlauf des Schließprozesses und
- evt. signifikant auftretende Volumenänderungen.

Der letzte Punkt spielt für die Darstellung der Funktion  $A(t)$  keine Rolle, muss aber bei der Druckberechnung mit berücksichtigt werden, indem der  $\frac{dV}{dt}$ -Anteil in der entsprechenden Differentialgleichung des Systems (4.7) mit zum Tragen kommt.

Da Beginn und Dauer der Prozesse aufgrund der elektronischen Steuerung in der Regel vorgegeben werden, sind sie als Parameter für die Druckberechnung als bekannt voraussetzbar. Somit müssen die Geometrie des Ventils und der Geschwindigkeitsverlauf der Prozesse noch beschrieben werden. Die Geometrie liefert Aussagen über die Abhängigkeit der Ventilfläche  $A$  von einem Weg  $s$ . Der Geschwindigkeitsverlauf des Prozesses wiederum gestattet Einblick in den Zusammenhang zwischen dem Weg  $s$  und der Zeit  $t$ .

Bei der Implementierung des mathematischen Modells (4.7) in die Computerprogramme muss die Ventilfunktion  $A_{ij}$  mit eingebunden werden. Da jedes Ventil quasi eine andere Funktionsweise hat, ist es nicht möglich, alle diese Varianten bei der Programmierung

zu berücksichtigen. Deshalb ist es notwendig, bestimmte Varianten von Ventilen, dies betrifft Geometrie und Weg-Zeit-Gesetz des Schiebers oder Kolbens beim Öffnen bzw. Schließen, dem Nutzer der Programme anzubieten. In den folgenden Abschnitten werden die implementierten Varianten vorgestellt.

#### 4.3.3.2 Geometrische Beschreibung

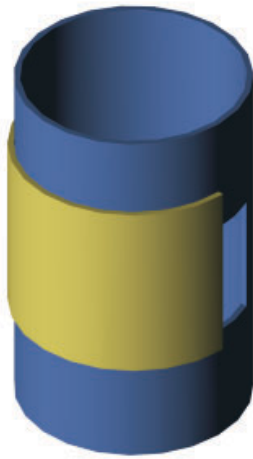
Bei der Programmierung sind vier geometrische Varianten der Ventile berücksichtigt worden.

In Abbildung 4.4 werden verschiedene Phasen des Öffnungsprozesses für eine rechteckige Ventilöffnung wiedergegeben. Diese Variante wird im weiteren Verlauf mit GI bezeichnet. Die Abbildung 4.4 stellt dabei lediglich ein Schema dar. Bei der Berechnung der Fläche wird die Krümmung der Fläche nicht mit berücksichtigt. Des weiteren ist der Schieber zum besseren Verständnis der Vorgänge in 5 von den 6 Bildern nur halb dargestellt.

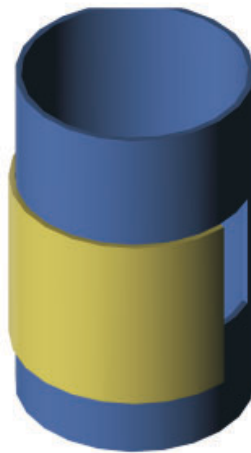
Am Anfang befindet sich der Schieber im Startpunkt  $s = 0$ , wobei die Schieberoberkante nicht mit der oberen Ventilöffnungskante auf gleicher Höhe ist. Erst nachdem sich der Schieber um  $h_A$  nach unten bewegt hat, wird dieser Zustand erreicht. Erst ab diesem Punkt beginnt der Schieber Fläche freizugeben. Eine Änderung der Öffnungsfläche wird solange gewährleistet, wie  $h_A < s < h_E$  gilt. Der Zustand  $s = h_E$  bedeutet, dass die Oberkante des Schiebers mit der Unterkante der Ventilöffnung abschließt. Der Schieber kann sich unter Umständen noch weiter bewegen, bis er bei  $s = h$  in die Endstellung gelangt.

In Abbildung 4.5 sind die Geometrien GII und GIII dargestellt, dabei wird allerdings nur jeweils der Fall  $h_A < s < h_E$  mit kompletten und halbierten Schieber wiedergegeben. Im Gegensatz zum Fall GI handelt es sich hier um runde Öffnungen, wobei im Fall GIII auch der Schieber modifiziert ist. Für die Geometrie GIII besteht zudem die Notwendigkeit, dass  $h_E = h$  gilt, da ansonsten für  $s > h_E$  es wieder zum Verkleinern der freigegebenen Ventilfläche kommen würde.

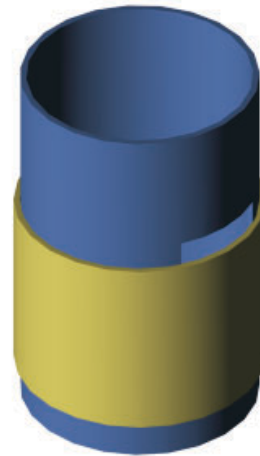
Im Fall GIV (vgl. Abb. 4.6) ist zu beachten, dass für  $s \in (h_A, h_E)$  nur solange eine Veränderung der effektiven Fläche auftritt, wie  $u_{Kolben} \cdot (s - h_A) \leq A_{Kolben}$  gilt ( $u_{Kolben}$  Kolbenumfang). Anderenfalls ist bei Verletzung dieser Ungleichung die Kolbenfläche



$$s = 0$$

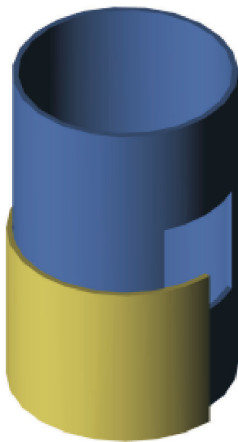


$$s = h_A$$

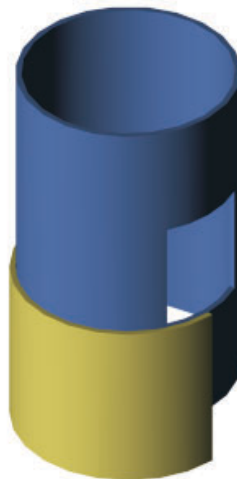


$$h_A < s < h_E$$

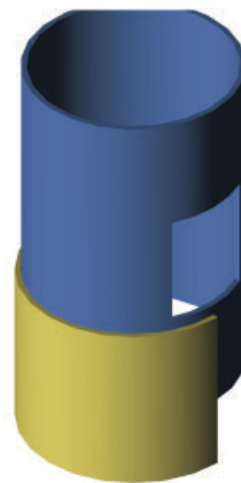
**vollständiger Ring**



$$h_A < s < h_E$$



$$s = h_E$$



$$s = h$$

Abb. 4.4: Schematischer Verlauf eines Öffnungsvorganges eines Ventils mit Rechtecköffnung (GI)

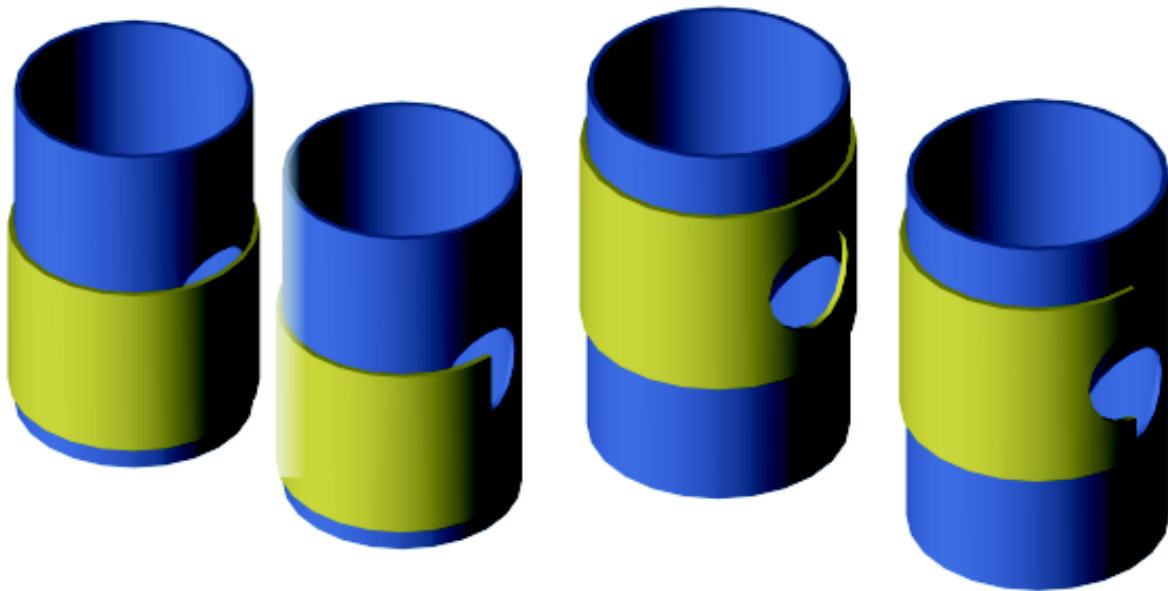


Abb. 4.5: Geometrie GII (2 Grafiken links) und Geometrie GIII (2 Grafiken rechts)

$A_{Kolben} = const.$  die, weil in diesem Moment die kleinere, in die Berechnung einzubeziehende Fläche.

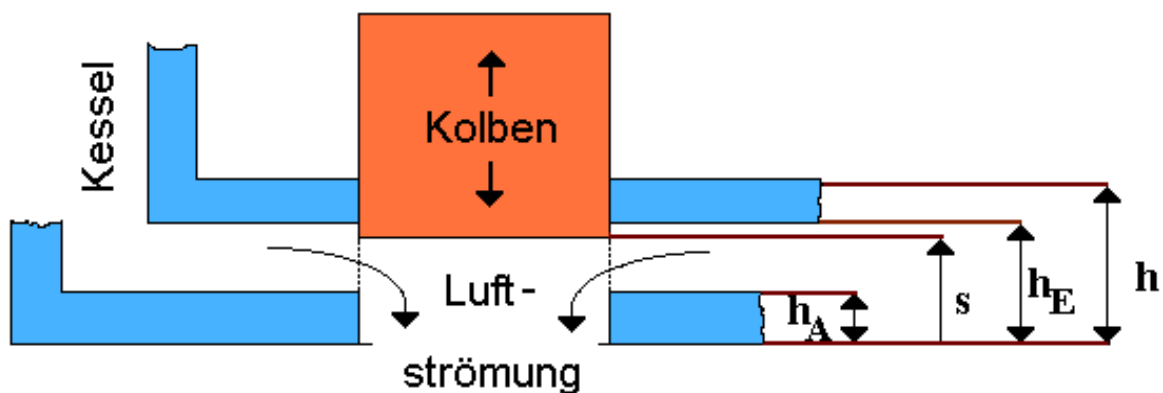


Abb. 4.6: Geometrie GIV

In Tabelle 4.1 sind die Flächenfunktionen vom Typ GI-GIV aufgelistet. Dabei gilt  $h_{eff} = h_E - h_A$ . Die grafische Darstellung der in Tabelle 4.1 aufgeführten Funktionen erfolgt in Abbildung 4.7. Die Höhe der Ventilöffnung beträgt dabei außer im Fall GIII  $6,5\text{ cm}$  mit  $h_A = 1\text{ cm}$  und  $h_E = 6\text{ cm}$ , d.h., die effektive Ventilhöhe beträgt  $5\text{ cm}$ . Bei der Variante GIV ist eine Kolbenfläche von  $4,5\text{ cm}^2$  gewählt worden. Dies führt dazu, dass für

Flächenfunktion $A(s)$			
	$s \leq h_A$	$h_A \leq s \leq h_E$	$h_E \leq s \leq h$
GI	0	$a(s - h_A)$	$a \cdot h_{eff}$
GII	0	$\frac{(2(s - h_A) - h_{eff})}{2} \cdot \sqrt{(s - h_A) h_{eff} - (s - h_A)^2}$ $+ \frac{h_{eff}^2}{4} \arccos\left(1 - \frac{2(s - h_A)}{h_{eff}}\right)$	$\frac{\pi}{4} \cdot h_{eff}^2$
GIH	0	$- \frac{(h_{eff} - (s - h_A))}{2} \cdot \sqrt{2(s - h_A) h_{eff} - (s - h_A)^2}$ $+ \frac{h_{eff}^2}{2} \arccos\left(\frac{h_{eff} - (s - h_A)}{h_{eff}}\right)$	$\frac{\pi}{4} \cdot h_{eff}^2$
GIV	0	$\min((s - h_A) \cdot u_{Kolben}, A_{Kolben})$	$\min(h_{eff} \cdot u_{Kolben}, A_{Kolben})$

Tabelle 4.1: Implementierte Ventilfunktionen  $A(s)$

$s \geq 1,125 \text{ cm}$  das Produkt von Kolbenumfang und freigegebener momentaner Ventilhöhe größer ist als die Kolbenfläche  $A_{\text{Kolben}}$ , so dass diese jetzt als konstanter Wert in die Berechnungen eingebunden werden muss.

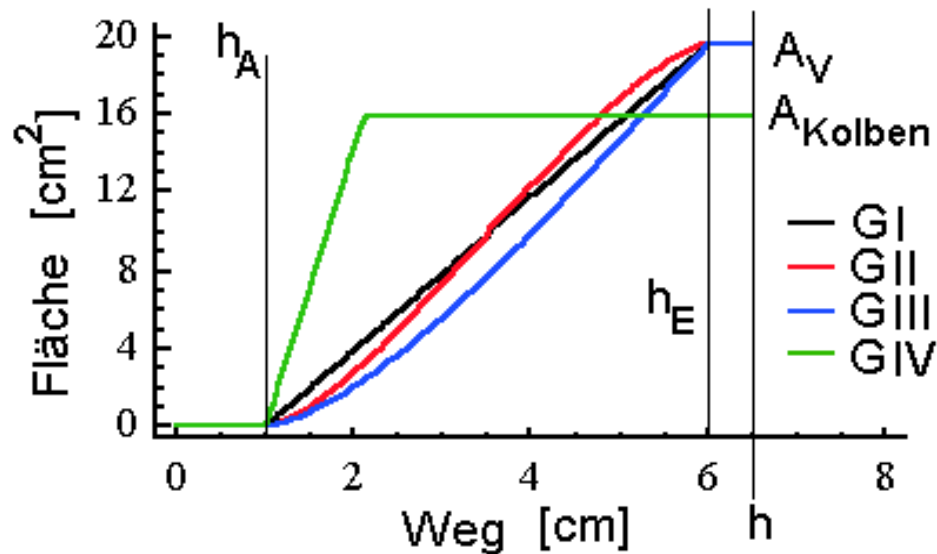


Abb. 4.7: Verlauf der Flächenfunktionen vom Typ GI - GIV

#### 4.3.3.3 Weg-Zeit-Beschreibung

Neben der Geometrie ist auch der zeitliche Verlauf der Wegentwicklung  $s$  für die Druckentwicklung von enormer Bedeutung.

Die Bestimmung der Funktion  $s(t)$  kann aufgrund von Messergebnissen erfolgen. Als mögliche Vorgehensweisen wären zu nennen:

1. direkte Messung der Wegentwicklung  $s$  während des Prozesses und darauf aufbauend Ermittlung einer Regressionsbeziehung oder
2. aufgrund der Messdaten Durchführung einer Parameteridentifizierung zur Bestimmung der Paare  $(t, s(t))$ , welche wiederum als Ausgangspunkt einer Regression dienen.

Es ist oft sinnvoll, schon im Vorfeld Druckberechnungen durchzuführen, d.h., in das Programm zur Druckberechnung entsprechende Weg-Zeit-Modelle zu implementieren.

Forderungen an die Funktion  $s(t)$  wären unter Verwendung von  $T$  als Dauer des Öffnungsprozesses und der im vorangegangenen Abschnitt eingeführten Größen:

$$s(0) = 0, s(t_A) = h_A, s(t_E) = h_E, s(T) = h, \dot{s}(t) \geq 0. \quad \text{Grundbedingungen}$$

Im Idealfall wird weiterhin

$$\dot{s}(0) = \dot{s}(T) = 0 \quad \text{Zusatzbedingungen}$$

erfüllt, da ansonsten zu Beginn bzw. am Ende des Ventilweges eine Geschwindigkeit verschieden von 0 vorliegen würde.

Als Funktionen könnte man theoretisch lineare, quadratische, logarithmische, exponentielle oder Wurzelansätze verwenden, welche zumindestens die Grundbedingungen erfüllen, wenn man davon absieht, dass die Wurzel- und Logarithmusfunktion zum Zeitpunkt  $t = 0$  keine Ableitung besitzen (entspricht unendlicher Anfangsgeschwindigkeit).

Auch wenn das lineare, quadratische und exponentielle Modell implementiert worden sind, spielt lediglich das lineare Modell insofern eine Rolle, wenn man vereinfachend von einer konstanten Geschwindigkeit bei der Ventilöffnung bzw. -schließung ausgehen möchte.

In der Praxis wird unter anderen das sogenannte PT2-Glied verwendet. Als Basis zur Beschreibung dieser Prozesse dient die gewöhnliche Differentialgleichung (4.9) zweiter Ordnung, analog, wie sie zur Charakterisierung eines Feder-Masse-Systems verwendet wird [126].

$$T_2^2 s''(t) + T_1 s'(t) + s(t) = h \quad (4.9)$$

Neben den bekannten Größen wie momentaner Weg  $s$ , Zeit  $t$  und Gesamtweg  $h$  stellen  $T_1$  und  $T_2$  zwei Zeitkonstanten dar.

Die Struktur der Lösungen der Differentialgleichung (4.9) ist abhängig von der Beschaffenheit der beiden Konstanten  $T_1$  und  $T_2$ . Der Einfluss dieser Größen wird auch durch den in der Technik verwendeten Dämpfungsgrad

$$D = \frac{T_1}{2T_2} \quad (4.10)$$

wiedergegeben. Dabei wird unterschieden in:



$$D = \infty \quad (T_2 = 0)$$

Die Lösung entspricht dem PT1-Verhalten, d. h., die 2. Ableitung von  $s(t)$  spielt für die Beschreibung keine Rolle. Im Gegensatz zu den anderen Fällen ist die Vorgabe einer Anfangsgeschwindigkeit mit einem Wert 0 zum Startzeitpunkt nicht mehr möglich, wodurch  $D = \infty$  uninteressant wird.

$$D > 1 \quad (T_1 > 2 T_2)$$

Es liegt ein aperiodischer Verlauf vor. Je größer  $T_1$ , um so größer auch die Dämpfung, d. h., um so länger benötigt die Lösung, den gewünschten Grenzwert  $h$  anzunehmen. Der aperiodische Verlauf soll deshalb bei den weiteren Betrachtungen durch den Grenzfall  $D = 1$  repräsentiert werden.

$$D = 1 \quad (T_1 = 2 T_2)$$

Siehe vorangegangenen Punkt.

$$0 < D < 1 \quad (T_1 < 2 T_2)$$

Die Lösung konvergiert in Schwingungen um den Wert  $h$ . Für die Belange dieser Untersuchung ist dies ohne Bedeutung. Jedoch könnte dieser Fall bei 'flatternden' Ventile infolge einer Pneumatiksteuerung herangezogen werden.

$$D = 0 \quad (T_1 = 0)$$

Dies entspricht einem ungedämpften Verlauf, d. h., die Lösung stellt eine ungedämpfte Schwingung mit konstanter Amplitude dar. Dieses Phänomen kann in etwas abgewandelter Form für die Darstellung einer Funktion verwendet werden, die sowohl die Grund- auch als die Zusatzbedingungen erfüllt.

In das Programm zur Berechnung des Druckverlaufs sind lediglich die Fälle  $D=1$  und  $D=0$  implementiert worden. Im Fall  $D=1$  lässt sich das Weg-Zeit-Gesetz gemäß

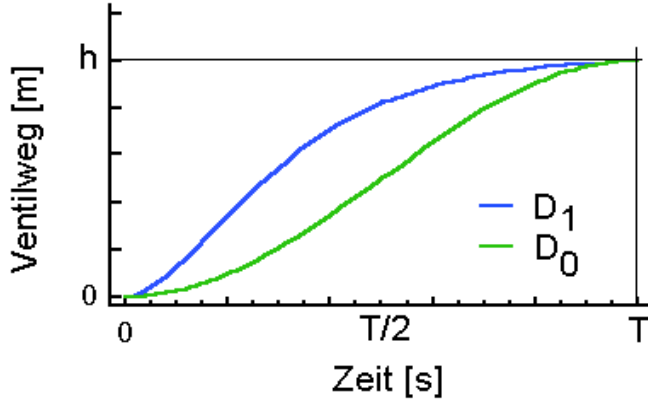
$$s(t) = \frac{h}{1 - 7 e^{-6}} \left( 1 - \left( 1 + \frac{6}{T} t \right) e^{-\frac{6}{T} t} \right) \quad (4.11)$$

schreiben, im Fall  $D=0$  lautet es

$$s(t) = \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{\pi}{T} t \right) \right) . \quad (4.12)$$

In Abbildung 4.8 werden die Funktionen gemäß (4.11) und (4.12) grafisch dargestellt.

Der Vorteil von Gleichung (4.12) besteht darin, dass diese Beziehung auch die Zusatzbedingungen erfüllt, d. h., die Geschwindigkeiten zum Start- und Endzeitpunkt den Wert Null annehmen.



Da die Fälle  $D=0$  und  $D=1$  im weiteren Verlauf dieser Arbeit öfters eine Rolle spielen werden, sollen folgende vereinfachende Schreibweisen eingeführt werden:

Fall $D=1$ :	$D_1$
Fall $D=0$ :	$D_0$

Abb. 4.8: Verlauf von  $s(t)$  für  $D_1$  und  $D_0$

## 4.4 Numerische Aspekte bei der Programmierung

### 4.4.1 SDIRK-Verfahren

Es gibt zahlreiche Verfahren, um Systeme gewöhnlicher Differentialgleichungen numerisch zu lösen.

Speziell das hier betrachtete System

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} = & \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{\kappa p_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_i} \left( \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \leq p_j}}^n A_{ji} \mu_{ji} \Psi_{ji} \sqrt{2 p_j^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Zufluss}} - \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \geq p_j}}^n A_{ij} \mu_{ij} \Psi_{ij} \sqrt{2 p_i^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Abfluss}} \right) \\ & - \frac{\kappa p_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} \quad \forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\}, i \neq j \end{aligned} \quad (4.13)$$

lässt sich allerdings mit dem expliziten Runge-Kutta-Verfahren nicht hinreichend exakt lösen, was darin zum Ausdruck kommt, dass bei unterschiedlich schnellen Öffnungsgeschwindigkeiten der Ventile der Druckausgleich unterschiedliche Werte annimmt. Deshalb ist ein diagonal-implizites Runge-Kutta-Verfahren zur Anwendung gelangt, das sogenannte DIRK-Verfahren (vgl. [127]).

Wird die Anlage in  $n$  Volumina unterteilt, so bezeichne  $\mathcal{P}$  den  $n$ -dimensionale Vektor  $(p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t))^T$ . Des weiteren sei  $\mathbf{f}(t, \mathcal{P}) = \frac{d\mathcal{P}}{dt} \in \mathcal{R}^n$ . Im zu berechnenden Intervall  $[0, t_G]$  erfolgt die Berechnung der Druckwerte an Zwischenstellen  $t_j$ , welche durch eine Schrittweitensteuerung innerhalb des Programms festgelegt werden. Der entsprechende Lösungsvektor  $\mathcal{P}$  zum Zeitpunkt  $t_j$  werde mit dem Index  $j$  versehen.

Ist  $\mathcal{P}_j$  berechnet, so ergibt sich  $\mathcal{P}_{j+1}$  aus

$$\mathcal{P}_{j+1} = \mathcal{P}_j + w_{j+1} \overbrace{\sum_{i=1}^3 b_i f(t_j + c_i w_{j+1}, \mathcal{P}_{j+1}^{(i)})}^{\Phi(t_j, \mathcal{P}_j; w_{j+1})}. \quad (4.14)$$

Dabei gilt

$$\mathcal{P}_{j+1}^{(i)} = \mathcal{P}_j + w_{j+1} \sum_{l=1}^3 a_{il} f(t_j + c_l w_{j+1}, \mathcal{P}_{j+1}^{(l)}) \quad (4.15)$$

und

$$w_{j+1} = t_{j+1} - t_j.$$

$a_{ij}$ ,  $b_i$  und  $c_i$  sind konstante Koeffizienten, welche nach bestimmten Gesetzmäßigkeiten berechnet werden. Da speziell das SDIRK (singly diagonally implicit Runge-Kutta)-Verfahren zur Anwendung kommt, gilt für die Koeffizienten

$$a_{11} = a_{22} = a_{33} = c_1 \quad \text{und} \quad a_{ij} = 0 \quad \text{für} \quad j > i.$$

Die Koeffizientenmatrix

$c_1$	$a_{11}$	nimmt die Werte	$\frac{1+\gamma}{2}$	$\frac{1+\gamma}{2}$			
$c_2$	$a_{21} \quad a_{22}$		$\frac{1}{2}$	$-\frac{\gamma}{2}$	$\frac{1+\gamma}{2}$		
$c_3$	$a_{31} \quad a_{32} \quad a_{33}$		$\frac{1-\gamma}{2}$	$1 + \gamma$	$-1 - 2\gamma$	$\frac{1+\gamma}{2}$	
	$b_1 \quad b_2 \quad b_3$			$\frac{1}{6\gamma^2}$	$1 - \frac{1}{3\gamma^2}$	$\frac{1}{6\gamma^2}$	

an.  $\gamma$  muss dabei die Gleichung

$$\gamma^3 - \gamma = \frac{1}{3}$$

erfüllen. Eine der drei reellen Lösungen dieses Polynoms lautet  $\gamma = -\frac{2}{3} \sqrt{3} \cos(70^\circ) \approx -0,395$ , welche auch für den Lösungsalgorithmus mit herangezogen wird. Das SDIRK-Verfahren ist ein dreistufiges Verfahren (3x3-Matrix belegt mit  $a_{ij}$ ) mit einer Konsistenzordnung von 4. Dieser Wert gibt Auskunft über die Güte der Konsistenz. Konsistenz liegt vor, wenn die Bedingung

$$\lim_{w \rightarrow 0} \Phi(t, \mathcal{P}, w) = \mathbf{f}(t, \mathcal{P})$$

erfüllt wird. Es soll hier darauf verzichtet werden, dies für das SDIRK-Verfahren zu beweisen. Dass ein Zusammenhang besteht, kann man daran erkennen, wenn man sich Gleichung (4.14) vornimmt, nach  $\Phi$  umstellt, damit quasi einen Differenzenquotienten erhält, und  $w_{j+1}$  gegen Null konvergieren lässt. Man beachte jedoch: die Konsistenzbedingung verlangt das Einsetzen der exakten Lösung! Realisiert wird diese in der Beweisführung durch die Verwendung der Taylorreihenentwicklung. Die Konsistenzordnung 4 bedeutet, dass

$$\Phi(t, \mathcal{P}, w) - \frac{\mathcal{P}(t+w) - \mathcal{P}(t)}{w} = \mathcal{O}(w^4) \quad \text{für } w \rightarrow 0$$

gilt, was einer Aussage über die Konvergenzgeschwindigkeit gleich kommt.

Der Lösungsalgorithmus für das Differentialgleichungssystem (4.13) soll im Folgenden kurz umrissen werden.

Angenommen, zum Zeitpunkt  $t_j$  sind die Druckwerte bekannt, also der Vektor  $\mathcal{P}_j = \mathcal{P}(t_j)$ . Unter Verwendung von  $w_j$  wird nach gewissen Kriterien das  $w_{j+1}$  festgelegt (vgl. Abschnitt 4.4.3), um  $\mathcal{P}_{j+1}$  gemäß Gleichung (4.14) zu berechnen. Dafür sind aber die Zwischenwerte  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l)}$ ,  $l = 1, 2, 3$ , notwendig, welche durch die 3 nichtlinearen Gleichungssysteme (4.15) vorgegeben werden. Die Zwischenwerte  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l)}$  werden nacheinander in der Regel unter Verwendung des vereinfachten Newton-Verfahrens<sup>1)</sup> berechnet. Die Vorschrift für den vorliegenden Fall lautet

$$\begin{aligned} [I_3 - w_{j+1} c_1 f_p(t_j, \mathcal{P}_j)] \Delta P &= \mathcal{P}_j - \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)} + w_{j+1} \sum_{i=1}^{l-1} a_i f(t_j + c_i w_{j+1}, \mathcal{P}_{j+1}^{(i)}) \\ &\quad + w_{j+1} c_l f(t_j + c_l w_{j+1}, \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)}) \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\mathcal{P}_{j+1}^{(l,k+1)} = \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)} + \Delta P, \quad k = 0, \dots, \quad l = 1, 2, 3. \quad (4.17)$$

Dabei entspricht  $I_3$  der 3 x 3 - Einheitsmatrix und  $f_p$  der mit partiellen Ableitungen bestückten Jakobimatrix  $\left( \frac{\partial f_i(t, \mathcal{P})}{\partial p_j} \right)_{i,j=1,\dots,n}$ .

Zuerst wird  $\mathcal{P}_{j+1}^{(1)}$  iterativ bestimmt, da dafür die beiden anderen Zwischenwerte nicht benötigt werden. Ist  $\mathcal{P}_{j+1}^{(1)}$  hinreichend genau ermittelt, wird  $\mathcal{P}_{j+1}^{(2)}$  berechnet und am

---

<sup>1)</sup>Nullstelle  $x_N$  eines nichtlinearen Gleichungssystems  $F(x)$ ,  $F : \mathcal{R}^n \rightarrow \mathcal{R}^n$ , erhält man iterativ durch Lösung des Systems  $F_x(x^0)\Delta x = -F(x^{(l)})$ ,  $x^{(l+1)} = x^0 + \Delta x$ .  $x^{(l)}$  konvergiert dabei mit wachsendem  $l$  gegen die gesuchte Nullstelle  $x_N$  (vergleiche [128]).

Ende  $\mathcal{P}_{j+1}^{(3)}$ . Zeigt sich innerhalb einer Iteration, dass  $w_{j+1}$  zu groß gewählt ist, muss  $w_{j+1}$  kleiner gewählt werden und die Iterationsprozedur mit der Bestimmung von  $\mathcal{P}_{j+1}^{(1)}$  von vorn begonnen werden.

Zur Lösung des Systems (4.16) wird zunächst eine äquivalente Umformung (Gaußscher Algorithmus + Spaltenpivotisierung) durchgeführt, so dass die Matrix auf der linken Gleichungsseite in eine Dreiecksmatrix übergeht. Dadurch ist die allgemein bekannte schrittweise Berechnung der Elemente des Vektors  $\Delta P$  realisierbar. Ist dieser bekannt, wird mit (4.17) der Vektor  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l,k+1)}$  bestimmt.

Sei

$$\Theta_k = \frac{\|\mathcal{P}_{j+1}^{(l,k+1)} - \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)}\|}{\|\mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)} - \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k-1)}\|}.$$

Gilt dann

$$\|\mathcal{P}_{j+1}^{l,k+1} - \mathcal{P}_{j+1}^{(l,k)}\| \leq 0,001 \frac{1 - \Theta_k}{\Theta_k},$$

so wird die Iteration abgebrochen und  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l,k+1)}$  als  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l)}$  definiert. Im Fall  $\Theta_k > 1$  hingegen muss mit einem kleineren  $w_{j+1}$  die Berechnung neu gestartet werden.

## 4.4.2 Jakobimatrix

Ein zu beachtendes numerisches Problem bei dem Iterationsverfahren ist die Jakobimatrix  $f_p$ . Zunächst sollen aber die möglichen Einträge in der Jakobimatrix aufgelistet werden, wobei das System (4.13) als Ausgangspunkt dient:

Fall 1: Zwischen Volumina  $V_i$  und  $V_j$ ,  $i \neq j$ , existiert keine Verbindung

Die partielle Ableitung von  $f_i$  nach  $p_j$  bzw. von  $f_j$  nach  $p_i$  ist Null.

Fall 2: Zwischen Volumina  $V_i$  und  $V_j$ ,  $i \neq j$ , existiert eine Verbindung

In diesem Fall unterscheiden sich die partiellen Ableitungen  $\frac{\partial f_i}{\partial p_j}$  und  $\frac{\partial f_j}{\partial p_i}$  voneinander, da die Ableitung von der Fließrichtung der Luft abhängig ist. Angenommen, die Luft strömt von  $V_i$  nach  $V_j$  ( $p_i > p_j$ ). Aufgrund der Struktur der Durchflussfunktion (vgl. (4.8)) muss eine weitere Fallunterscheidung vorgenommen werden.

Zur Vereinfachung der Schreibweise sei im Folgenden

$$R^{i,j} = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{\kappa p_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_i} \left( \sum_{\substack{k=1, k \neq i, j \\ p_i \leq p_k}}^n A_{ki} \mu_{ki} \Psi_{ki} \sqrt{2 p_k^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} - \sum_{\substack{k=1, k \neq i, j \\ p_i > p_k}}^n A_{ik} \mu_{ik} \Psi_{ik} \sqrt{2 p_i^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \right).$$

$$\text{a) } p_j \leq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_i \implies \Psi_{ij} = \text{const.}$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial p_j} = 0, \quad \frac{\partial f_j}{\partial p_i} = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_j} \Psi_{ij} \frac{\kappa+1}{\sqrt{2}} p_j^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} p_i^{\frac{1-\kappa}{2\kappa}}$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial p_i} = -\sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_i} \Psi_{ij} \frac{3\kappa-1}{2} p_i^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - \frac{\kappa}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{\partial R^{i,j}}{\partial p_i}$$

$$\frac{\partial f_j}{\partial p_j} = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_j} \sqrt{2} (\kappa-1) \Psi_{ij} p_j^{-\frac{1}{\kappa}} p_i^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} - \frac{\kappa}{V_j} \frac{dV_j}{dt} + \frac{\partial R^{j,i}}{\partial p_j}$$

$$\text{b) } p_j > \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_i \implies \Psi_{ij} \neq \text{const.}$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial p_j} = -\sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_i} \frac{\kappa}{2(\kappa-1)} \frac{1}{\Psi_{ij}} p_j^{-1} p_i^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}} \left( 2 \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - (\kappa+1) \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)$$

$$\frac{\partial f_j}{\partial p_i} = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_j} \frac{\kappa}{2} \frac{1}{\Psi_{ij}} p_j^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} p_i^{-\frac{3+\kappa}{2\kappa}}$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial p_i} = -\sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_i} \frac{\kappa}{2} \frac{1}{\Psi_{ij}} p_i^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \left( 3 \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - 2 \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) - \frac{\kappa}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{\partial R^{i,j}}{\partial p_i}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_j}{\partial p_j} &= \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{A_{ij} \mu_{ij}}{V_i} \frac{\kappa}{2(\kappa-1)} \frac{1}{\Psi_{ij}} p_j^{-\frac{1}{\kappa}} p_i^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \left( 2\kappa \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - (3\kappa-1) \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \\ &\quad - \frac{\kappa}{V_j} \frac{dV_j}{dt} + \frac{\partial R^{j,i}}{\partial p_j} \end{aligned}$$

Im Fall 2b) ist allerdings zu beachten, dass sich bei einstellendem Druckausgleich die partiellen Ableitungen gegen unendlich konvergieren, da sich die Durchflussfunktion im Nenner befindet und im Moment des Druckausgleiches den Wert 0 annimmt. Deshalb ist es notwendig, zur Berechnung der Zwischenwerte  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l)}$  die in der Jakobimatrix verwendeten Druckwerte ab einem bestimmten Druckverhältnisses zu korrigieren. Dies ist möglich, da der Startwert beim vereinfachten Newton-Verfahren nicht streng vorgegeben ist. Aufgrund der Struktur der Durchflussfunktion ist es möglich, den Grenzwert des Druckverhältnisses sehr nah bei 1 festzulegen. Praktisch ist bei der Programmierung

ein Grenzwert von  $0,9999999$  verwendet ( $\Psi(0,9999999) = 3,16 \cdot 10^{-4}$ ). Wird dieser Wert überschritten, werden die einzelnen Druckwerte so abgeändert, dass das Verhältnis gerade erreicht wird bzw. nah daran liegt.

Auf diesem Wege können die erforderlichen Größen  $\mathcal{P}_{j+1}^{(l)}$  bestimmt werden, so dass in der Konsequenz  $\mathcal{P}_{j+1}$  gemäß (4.14) berechnet werden kann.

### 4.4.3 Schrittweitensteuerung

Während der numerischen Berechnung ist es sinnvoll, die Schrittweite  $w_{j+1}$  den jeweiligen Gegebenheiten anzupassen. Deshalb ist in das Programm die Richardson-Extrapolation integriert worden. Bei dieser Vorgehensweise wird die Lösung  $u_{2w}$  ausgehend vom Zeitpunkt  $t_j$  mit der Schrittweite  $2w_{j+1}$  bestimmt. Eine vergleichende Lösung wird ermittelt, indem man von der gleichen Ausgangslösung über eine Zwischenlösung  $u_w$  zum Zeitpunkt  $t_j + w_{j+1}$  die Lösung  $u_{2*w}$  zum Zeitpunkt  $t_j + 2 * w_{j+1}$  berechnet.

Mit diesen zwei Lösungen wird der Fehler

$$\delta_{err} = \frac{||u_{2*w} - u_{2w}||}{2^4 - 1} \quad (4.18)$$

definiert. Liegt dieser Fehler unter einer vorgegebenen Toleranzgrenze (im Programm 0,0001), wird die Lösung zum Zeitpunkt  $t_j + 2 * w_{j+1}$  gemäß

$$\mathcal{P}_{j+1} = u_{2*w} + \frac{u_{2*w} - u_{2w}}{2^4 - 1}$$

definiert. Dabei entspricht der Exponent 4 der Konsistenzordnung des Verfahrens. Des weiteren erfolgt eine Neuberechnung der Schrittweite gemäß Gleichung (4.19), mit welcher weitergerechnet wird. Wird die Toleranzgrenze überschritten, wird nach dem gleichen Verfahren die Schrittweite neu bestimmt, allerdings wird mit dieser wieder beim Zeitpunkt  $t_j$  begonnen zu rechnen.

$$w_{neu} = 0,63 \left( \frac{0,0001}{\delta_{err}} \right)^{0,2} w_{alt} \quad (4.19)$$

Für die Norm in der Fehlerberechnung in (4.18) kann

$$||u_{2*w} - u_{2w}|| = \max_{l=1}^n \frac{|u_{l,2*w} - u_{l,2w}|}{d_l(t_i + 2w)} \quad \text{mit} \quad d_l(t_i + 2w) = \max(|\mathcal{P}_{l,i+1}|, d_l(t_i))$$

verwendet werden. Genauere Ausführungen zum Thema Schrittweitensteuerung und Richardson-Extrapolierung findet man in der Veröffentlichung von Strehmel und Weiner

[129].

Ein Problem bezüglich der Rechenzeit stellt sich ein, wenn sich die Drücke einander annähern. In diesem Fall wird die Schrittweite sehr klein. Des weiteren ist für das Programm eine globale Abweichung in der 3. Stelle nach dem Komma (bzgl. der Einheit *bar*) kein Grund, abzubrechen, was praktisch gesehen aber sinnvoll wäre. Deshalb gibt es die Möglichkeit, im Menü eine zulässige Druckdifferenz einzugeben, d. h., unterscheiden sich die Drücke in allen benachbarten, miteinander verbundenen Volumina nicht mehr als um diese zulässige Druckdifferenz, wird die Prozedur angehalten und der Zeitindex auf den nächsten Vorgang gesetzt, wie z. B. das Schließen oder Öffnen eines Ventils.

Ein Runden der Ergebnisse auf eine bestimmte Stellenanzahl hat Fehler verursacht, weil die Berechnung bei einem sich langsam öffnenden Ventil eine größere Anzahl von Rundungen bis zum Druckausgleich nach sich zieht als bei einem sich schnell öffnenden Ventil.

Aufgrund der Eingabe von Nicht-SI-Basiseinheiten macht es sich zudem erforderlich, einen Korrekturfaktor an den ersten Summanden in Gleichung (4.7) anzubringen. Die Auswertung der Einheiten liefert

$$\sqrt{\frac{dm^3}{kg}} \text{bar}^{\frac{1}{2\kappa}} \frac{\text{bar}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{l} dm^2 \text{bar}^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} = \sqrt{\frac{m}{10 kg}} \text{bar}^{1,5} = \text{bar} \sqrt{\frac{10^5 kg m}{s^2 m^2} \frac{m}{10 kg}} = 100 \frac{\text{bar}}{s}.$$

Da im Programm lediglich die Zahlenwerte der eingegebenen Größen verarbeitet werden und das Ergebnis in der Einheit  $\frac{\text{bar}}{s}$  ausgegeben wird, ist folglich ein Korrekturfaktor von 100 notwendig.

#### 4.4.4 Festsetzung der Fehlergrenze

Im Gegensatz zu den vorhergehenden Ausführungen geht es in diesem Abschnitt nicht um Aussagen bzgl. des Lösungsverfahrens, sondern um Aussagen hinsichtlich eines Entscheidungskriteriums, um den Durchflusskoeffizientensatz während der Parameteridentifizierung zu akzeptieren oder zu verwerfen.

Für die Abspeicherung der Durchflusskoeffizienten existiert eine vom Nutzer anfänglich eingegebene Fehlerschranke, welche sich automatisch in 0,005er Schritten absenkt, falls der maximale Fehler innerhalb einer Prozessschleife mehr als 0,005 unter der letzten Schranke liegt.



Dabei existieren mehrere Möglichkeiten, diesen Fehler zu berechnen. Sinnvoll ist natürlich nur ein Vergleich zwischen gemessenen und den entsprechenden berechneten Werten, wodurch auch der Zeitpunkt des Vergleiches durch die Messreihe festgelegt wird.

Zur Berechnung des Fehlers wurde die Methode der Fehlerquadratsumme verwendet.

Zur Veranschaulichung soll folgendes Beispiel aufgeführt werden:

Es seien ein Volumen  $V_A$  und ein Volumen  $V_B = 0,5 V_A$  vorhanden, in denen Messwerte aufgenommen werden. Zu einem Zeitpunkt  $t$  werde  $g_A$  und  $g_B$  gemessen und  $b_A^1 = g_A - 0,1$  sowie  $b_B^1 = g_B - 0,07$  berechnet. Nach dem eben erwähnten Prinzip ergibt sich ein Fehler von

$$\delta_1 = \sqrt{\frac{0,1^2 + 0,07^2}{2}} = \sqrt{0,00745} = 0,0863.$$

Bei der erneuten Berechnung, in der lediglich die Ventilkoeffizienten der Ventile geändert werden, werden  $b_A^2 = g_A - 0,08$  und  $b_B^2 = g_B - 0,1$  berechnet. Daraus folgt

$$\delta_2 = \sqrt{\frac{0,08^2 + 0,1^2}{2}} = \sqrt{0,0082} = 0,0906.$$

Mit diesem Verfahren wären demnach die zuerst verwendeten Koeffizienten diejenigen, welche als die besseren angesehen werden würden. Diese Vorgehensweise bei der Bestimmung des besseren Koeffizientensatzes gelangt in den Programmen P1 und P2 zur Anwendung.

Allgemein gilt somit:

Sind  $V_i$  die  $n$  Volumina, in denen Werte gemessen wurden,  $g_i$  die dazugehörigen gemessenen und  $b_i$  die entsprechenden berechneten Werte, so ermittelt sich zu diesem Messzeitpunkt  $t_j$  der Fehler gemäß

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n |g_i - b_i|^2}{n}}. \quad (4.20)$$

Dieser so definierte Fehlerwert entscheidet über die Wahl der zum Zeitpunkt  $t_j$  zu verwendenden zeitabhängigen Koeffizienten und über die Abspeicherung des Koeffizientensatzes.

## 4.5 Realisierte Computerprogramme

### 4.5.1 Einführung

Auf der Grundlage des Differentialgleichungssystems (4.7) sind Programme mit unterschiedlichen Anwendungsmöglichkeiten geschrieben worden.

Zu Beginn der Untersuchungen hat das Ziel darin bestanden, anhand von Messdaten die Durchflusskoeffizienten bzw. die Ventilfunktionen über eine Parameteridentifizierung zu ermitteln. Darauf aufbauend ist ein weiteres Programm entwickelt worden, mit dessen Hilfe bei bekannten Durchflusskoeffizienten die Druckentwicklung in Abhängigkeit von den Maschinenvolumina, dem Kesseldruck und der Ventilarbeitsweise berechnet werden kann.

Im Endresultat liegen 3 Teilprogramme vor:

P1 Bestimmung der Durchflusskoeffizienten

P2 Bestimmung der Ventilfunktionen

P3 Berechnung der Druckentwicklung bei gegebenen Parametern

Dabei unterscheiden sich die Programme P1 und P2 nur unwesentlich voneinander.

Alle Programme erlauben derzeit die benutzerdefinierte Einbindung von 15 Volumina, welche untereinander beliebig verbunden sein dürfen und jeweils eine Öffnung zur Atmosphäre aufweisen dürfen. Ventile können nur zwei berücksichtigt werden, wobei das zweite eine Verbindung zur Atmosphäre darstellen muss.

Die Eingabe der Volumina erfolgt in  $l$ , die von Flächen in  $dm^2$ , die von Längen in  $dm$ . Der Druck wird relativ in  $bar$ , die Zeitangaben in  $s$  und das spezifische Volumen in  $dm^3/kg$  angegeben.

Die Computerprogramme, unter Verwendung der Programmiersprache C geschrieben, stellen nicht den Anspruch auf optische Perfektion, d. h., eine Windowsoberfläche bieten sie dem Nutzer nicht an. Auch ist der Quellcode nicht auf alle möglichen Optimierungen hinsichtlich des Programmablaufs überprüft worden, wobei allerdings der Quellcode auch nicht Gegenstand dieser Arbeit sein soll.

## 4.5.2 Programme zur Parameteridentifizierung (P1 und P2)

### 4.5.2.1 Voraussetzungen

Ziel der Parameteridentifizierung ist es, bei einer vorhandenen pneumatischen Verdichtungsanlage die Durchflusskoeffizienten zu bestimmen und Rückschlüsse auf die Ventilartbeitsweise zu ziehen.

Zur Ermittlung der Durchflusskoeffizienten an zeitunabhängigen Öffnungen wird P1 herangezogen. Die Bestimmung der Durchflusskoeffizienten an Ventilen und der Ventulfunktionen erfolgt mittels P2.

Für die Parameteridentifizierung ist mindestens ein Messdatensatz notwendig, welcher folgende Kriterien erfüllen muss:

- Die Datei mit den einzulesenden Messdaten (Zeit und Drücke) muss den Namen „v1.dat“ tragen.
- Die Kommata in den Messwerten werden durch Punkte dargestellt.
- Die erste Spalte gibt den relativen Zeitverlauf in  $s$  wieder, beginnend mit  $t = 0 s$  in der ersten Reihe.
- Es dürfen maximal die Drücke in 5 Volumina gemessen werden.
- Zum Zeitpunkt  $t = 0 s$  sind, falls soweit vorhanden, die Ventile geschlossen.
- Die Druckmessung erfolgt relativ. Die Einheit der gemessenen Druckwerte ist *bar*.
- Ideal wäre, wenn die Druckwerte derjenigen Volumina, welche zum Zeitpunkt  $t = 0 s$  unter Atmosphärendruck stehen, den gleichen Wert annehmen. Bei Erreichen des Druckausgleichs sollten die Messresultate auch gleiche Werte anzeigen.

Zu dem letzten Punkt ist zu bemerken, dass dies abhängig von der Eichung und der Genauigkeit der eingesetzten Messgeräte ist. Gegebenenfalls müssen Messspalten unter Verwendung der Addition bzw. Subtraktion bzgl. ihrer Werte verschoben werden, wobei diese Vorgehensweise aber auf die komplette Spalte angewandt werden muss.

Um zum Startzeitpunkt zu gewährleisten, dass das Programm noch keine Strömung annimmt, werden aus diesem Grunde die Startmesswerte gemittelt. Dazu werden durch das Programm die vom Nutzer angegebenen Volumina der Maschine in zwei Systeme eingeteilt: dem Kesselsystem, d. h., dem System, welches zum Startzeitpunkt unter Druck

steht, und dem Restsystem, d. h., dem System, welches zum Startzeitpunkt lediglich Atmosphärendruck aufweist. Die Mittelung der Startmesswerte, falls vorhanden, erfolgt dann jeweils separat in dem entsprechenden Teilsystem. Dieser Mittelwert wird als Ausgangsdruckwert für alle Volumina dieses Teilsystems verwendet.

#### 4.5.2.2 P1 - Bestimmung der Durchflusskoeffizienten

Das Programm P1 dient zur Bestimmung der Koeffizienten  $\mu_{ij}$  anhand von gemessenen Druckverläufen, wobei mindestens ein Druckverlauf in einem Volumen der pneumatischen Verdichtungsanlage durch Messung ermittelt werden muss.

Hintergrund dieser Aufgabenstellung ist, dass sehr oft die genauen Größenangaben dieser Koeffizienten unbekannt sind. Die auf dem Weg der Parameteridentifizierung bestimmten Werte wären dann zudem immer wieder für die betreffende Anlage verwendbar.

Da Durchflusskoeffizienten maschinentechnische Größen sind, sollten die Messungen ohne Formstoff erfolgen.

Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, für die Beschreibung der Programme eine Unterteilung der Durchflusskoeffizienten vorzunehmen.

Die Durchflusskoeffizienten an zeitlich unveränderlichen Öffnungen werden weiterhin als Durchflusskoeffizienten bezeichnet. Die Koeffizienten an zeitveränderlichen Öffnungen (Ventile), werden im Folgenden als Ventilkoeffizienten bezeichnet. Diese Vereinbarung wird auch im Kapitel 5 zum Tragen kommen.

Während der Parameteridentifizierung müssen die zeitveränderlichen Ventilflächen mit berücksichtigt werden, deren Verlauf in der Regel unbekannt ist. Da aber eine Ventilfläche  $A_V(t)$  stets in Verbindung mit  $\mu_V$  als Produkt auftritt, kann die veränderliche Flächengröße zunächst dem Ventilkoeffizienten zugeordnet werden, indem man für  $A_V(t)$  die größtmögliche Fläche  $A_{V,max}$  angibt und  $\mu_V$  als zeitveränderliche Größe  $\mu_{V,t}$  ansieht.

$$\mu_V A_V(t) = \mu_V A_V(t) \frac{A_{V,max}}{A_{V,max}} = \underbrace{\mu_V \frac{A_V(t)}{A_{V,max}}}_{=: \mu_{V,t}} A_{V,max}$$

Durch diese Betrachtungsweise erfüllt  $\mu_{V,t}$  die Bedingung eines allgemeinen Durchflusskoeffizienten nicht größer als eins zu sein, denn

$$\mu_{V,t} = \mu_V \frac{A_V(t)}{A_{V,max}} \leq \mu_V \frac{A_{V,max}}{A_{V,max}} = \mu_V \leq 1. \quad (4.21)$$

Eine weitere Festlegung innerhalb des Programms P1 ist, dass die Ventilkoeffizienten  $\mu_{V,t}$  monoton wachsen bzw. fallen. Die Zeitbereiche, in welchen sie steigen oder fallen dürfen, werden durch das Untermenü „e“ festgelegt (vgl. Anhang A.1). Hintergrund dieser Einschränkung ist, dass z. B. bei erreichtem Druckausgleich das Programm anhand der berechneten Werte keinen Fehler mehr darin registrieren würde, ob das Ventil offen oder geschlossen ist. Neben Schwankungen in der  $\mu_{V,t}$ -Entwicklung könnte also im Extremfall  $\mu_{V,t}$ , und damit  $A_V(t)$ , den Wert 0 bei Erreichen des Druckausgleichs annehmen, obwohl der Schließprozess noch gar nicht aktiviert worden ist.

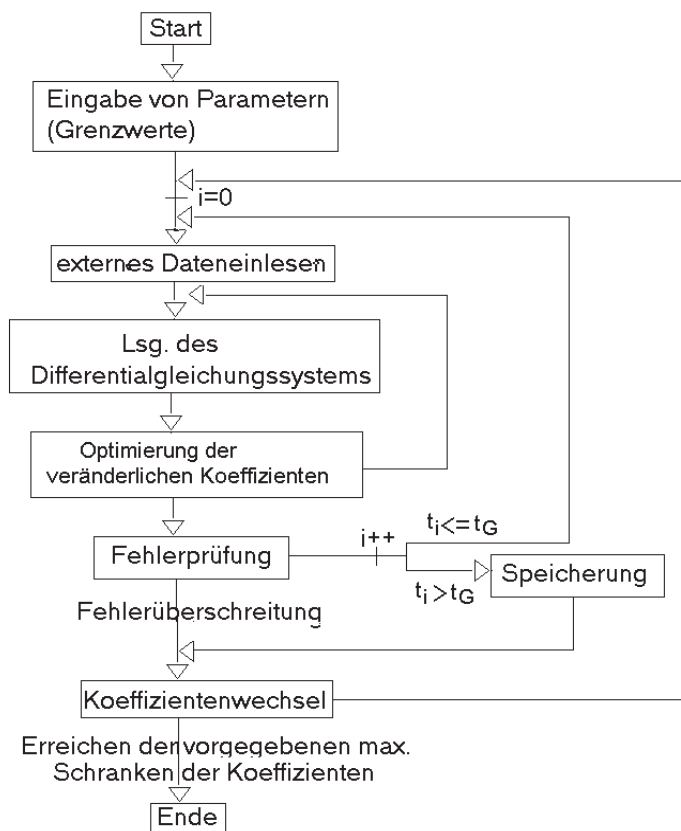


Abb. 4.9: Schematisches Prinzip der Koeffizientenbestimmung

Die Bestimmung der unbekannten Koeffizienten erfolgt gemäß dem Schema in Abbildung 4.9. Nach dem Start der Berechnungsprozedur wird der erste Satz von Durchflusskoeffizienten herangezogen. Innerhalb einer vollständigen Schleife, welche von der vorgegebenen Laufzeit abhängt, bleiben diese Größen konstant. Variiert werden lediglich die Ventilkoeffizienten. Dabei werden zwischen zwei aufeinanderfolgenden Messzeitpunkten die Koeffizienten durch Intervallschachtelung bestimmt, so dass der Fehler zwischen gemessenem und berechnetem

Wert minimal ist. Der Vorgang der Intervallschachtelung wird abgebrochen, wenn der Abstand der Intervallgrenzen kleiner ist als die vom Benutzer vorgegebene Schranke (vgl. Anhang A.1). Ausgangspunkte für die Intervallschachtelung sind der akzeptierte Wert des Ventilkoeffizienten zum vorangegangenen Messzeitpunkt und in Abhängigkeit vom Prozess (Öffnen oder Schließen) der maximal oder minimal mögliche Wert des Ventilkoeff-

fizienten. Innerhalb eines Zeitintervalls wird angenommen, dass sich der Ventilkoeffizient linear entwickelt.

Ist es nicht möglich, trotz Variation der Ventilkoeffizienten eine gewisse Fehlerschranke zu unterbieten, erfolgt ein vorzeitiger Abbruch der Schleife mit den bisherigen Koeffizienten und der nächste Satz wird ausgewählt. Die Festlegung des neuen Durchflusskoeffizientensatzes geschieht nach folgendem Schema:

Am Anfang wird der erste Koeffizient um eine vorgegebene Schrittweite erhöht. Überschreitet er seinen vorgegebenen Maximalwert, wird er auf den Minimalwert zurückgesetzt und der 2. Koeffizient um die Schrittweite erhöht. Jetzt beginnt der Algorithmus wieder von vorn bis zu dem Zeitpunkt, zu dem der 2. Koeffizient sein Maximalwert erreicht. 1. und 2. Koeffizient werden auf die entsprechenden Minimalwerte zurückgesetzt, der dritte Koeffizient um die vorgegebene Schrittweite erhöht u.s.w. u.s.f.. Haben alle Koeffizienten ihre Maximalwerte erreicht, wird das Programm beendet.

Wird die Fehlerschranke mindestens um 0,005 unterboten, wird der Wert der Schranke in 0,005er Schritten herabgesetzt, so weit, dass der aktuelle Fehler immer noch unterhalb der neuen Fehlerschranke liegt. Genauere Ausführungen zur Fehlerberechnung sind im Abschnitt 4.4.4 zu finden. Bei Unterbietung der Fehlerschranke wird der Datensatz gespeichert und die Berechnung mit dem nächsten Koeffizientensatz durchgeführt. Gespeichert werden die Durchflusskoeffizienten, die Ventilkoeffizienten und der Fehlerwert, wobei bei den Ventilkoeffizienten lediglich der maximal aufgetretene Wert abgespeichert wird.

Unterschreitet ein Datensatz eine Fehlerschranke derart, dass sie neu definiert wird, wird dieser Datensatz zudem als Startdatensatz abgespeichert, d. h., wird das Programm neu gestartet, so ist dieser Datensatz die Grundlage für die Daten im Untermenü „d“. Dies dient auch als Sicherheit, falls es zu einem unvorhergesehenen Programmabbruch kommt, da dadurch bei einem Neustart nicht wieder mit dem ersten Koeffizientensatz begonnen werden muss.

Für die Berechnung der Koeffizienten kann natürlich zu Beginn eine kleine Schrittweite verwendet werden. Das Problem dabei ist aber, dass dadurch eine große Anzahl von Koeffizientensätzen entsteht, die getestet werden müssten. Deshalb ist es sinnvoll, anfangs z. B. mit einer Schrittweite von 0,3 zu beginnen. Anhand der abgespeicherten Datensätze kann dann über die neuen Minima-Maxima-Grenzen der einzelnen Koeffizienten bei ei-

nem neuen Programmdurchlauf mit einer kleineren Schrittweite entschieden werden. So könnte man also eine Schrittweite von 0,2 - 0,1 - 0,05 wählen, was den Rechenaufwand erheblich verkleinert. Letztendlich ist dies aber auch davon abhängig, wie viele Volumina und Flächen betrachtet werden. Dieser Thematik wird sich anhand von Beispielen das Kapitel 5 widmen. Die Auswahl der neuen Grenzen ist allerdings nicht automatisiert, d. h., der Nutzer muss anhand der abgespeicherten Datensätze selbst die Wahl treffen, wobei ihm natürlich der mit abgespeicherte Fehler des jeweiligen Datensatzes behilflich ist.

Für die veränderlichen Koeffizienten ist es ratsam, von vornherein eine kleine Schrittweite zu wählen, da die zeitabhängigen Koeffizienten einen entscheidenden Einfluss auf die Druckentwicklung ausüben.

Am Ende der P1-Nutzung stehen somit die Durchflusskoeffizienten der konstanten Flächen fest.

Eine detaillierte Beschreibung bzgl. der Verwendung des Programmmenüs findet sich im Anhang A.1.

#### **4.5.2.3 P2 - Bestimmung der Ventilfunktion**

Nach der Bestimmung der konstanten Durchflusskoeffizienten  $\mu$  werden die Ventilfunktionen ermittelt. Dazu ist wieder ein Messdatensatz notwendig, welcher aber nicht notwendigerweise der gleiche wie bei der Verwendung von P1 sein muss.

Das Hauptmenü von P2 entspricht dem des Programms P1. Alle Untermenüs sind ebenfalls verwendbar und beeinflussen die Berechnung. P2 speichert im Gegensatz zu P1 bei vorgegebenen Durchflusskoeffizienten die zeitliche Entwicklung der Ventilkoeffizienten  $\mu_{V,t}$  ab. Die Berechnung wird dabei mit dem unter „d“ angegebenen Koeffizientensatz gestartet (vgl. Anhang A.1). Kann bei einem festen Koeffizientensatz die Fehlerschranke nicht überschritten werden, so ist das Programm in der Lage, mit dem nächsten Satz analog dem Programm P1 die Rechnung von vorn zu beginnen. Deshalb ist die Angabe von Schrittweite, Minima und Maxima auch im Programm P2 von Bedeutung.

Wird die Fehlerschranke allerdings nach der vollen Zeitspanne unterschritten, wird die Entwicklung der  $\mu_{V,t}$  abgespeichert und das Programm beendet.

Ist der zeitliche Verlauf der Ventilkoeffizienten erfolgreich abgespeichert worden, wird

der entsprechende Koeffizient des Ventils  $\mu_V$  gemäß

$$\mu_V := \max_{t \in [0, t_G]} \{\mu_{V,t}\}$$

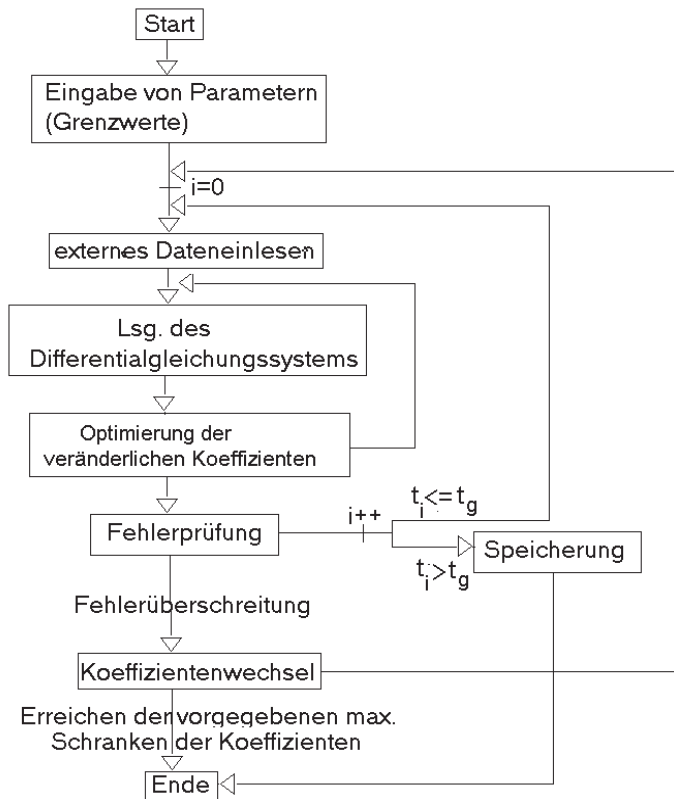


Abb. 4.10: Schematisches Prinzip der Flächenbestimmung

festgelegt. Aus der Gleichung (4.21) folgt für  $A_V(t)$  somit

$$A_V(t) = \mu_{V,t} \frac{A_{V,max}}{\mu_V} . \quad (4.22)$$

Anhand der nun vorliegenden Entwicklung ist es möglich, die zeitlichen Ventilphasen durch eine Funktion angenähert zu beschreiben. Dabei ist zu berücksichtigen, dass Öffnungs- und Schließprozess oftmals unterschiedlich verlaufen, besonders auch in Hinblick auf die Dauer.

Für die Herleitung der Funktion  $A_V(t)$  gibt es je nach Wissensstand zwei Vorgehensweisen:

1. Die Funktionsweise des Ventils ist unbekannt.

In diesem Fall wird die Funktion  $A_V(t)$  auf der Grundlage der gegebenen Paare  $(t, A(t))$  einer Regression unterzogen, um bei der Druckberechnung (P3) die Ventilarbeitsweise hinreichend gut beschreiben zu können.

2. Die Abhängigkeit  $A_V(s)$  vom Ventilweg  $s$  ist bekannt. In diesem Fall muss der Weg  $s$  noch als Funktion von  $t$  dargestellt werden.

Ist  $A_V(s)$  nach  $s$  auflösbar, erhält man auf diesem Wege die umgeformten Wertepaare  $(t, s(A(t)))$ . Ist eine Auflösung nach  $s$  nicht möglich, kann man ausnutzen, dass es aufgrund der Monotonie von  $A_V$  zu jedem  $A_V(t)$  genau ein  $s$  mit  $A_V(s) = A_V(t)$  gibt. Die Bestimmung der entsprechenden Werte von  $s$  zu einem gegebenen



Paar  $(t, A(t))$  kann z. B. unter Verwendung eines Excelmakros unter Einbeziehung der Intervallschachtelung durchgeführt werden.

Die so ermittelten Paare  $(t, s)$  werden anschließend einer Regression unterzogen, so dass als Resultat die gesuchte Funktion  $s(t)$  vorliegt.

### 4.5.3 Programm zur Druckverlaufsberechnung (P3)

P3 dient zur Berechnung des Druckverlaufs bei bekannten Parametern.

So können z. B. die mittels P1 und P2 ermittelten Durchfluss- und Ventilkoeffizienten als Konstanten eingesetzt werden. Theoretisch müsste die Funktion  $A_V(t)$  gemäß der Resultate von P2 als Unterprogramm in das Programm P3 eingebunden werden, d. h., der Quellcode muss geändert werden und eine Neukompilierung erfolgen. Im Idealfall lässt sich  $A_V(t)$  allerdings mit den schon implementierten Funktionen gemäß Abschnitt [4.3.3](#) beschreiben, so dass das vorhandene Grundprogramm P3 unverändert genutzt werden kann. Beispiele für die Anwendung des Programms P3 in diesem Sinne werden im Kapitel [5](#) vorgestellt.

Des weiteren können mit Hilfe von P3 theoretische Berechnungen durchgeführt werden, um den Einfluss der Parameter auf die Druckentwicklung zu untersuchen (vgl. Kap. [6](#)).

Eine detaillierte Beschreibung bzgl. der Verwendung des Programmmenüs findet sich im Anhang [A.2](#).

## 5 Parameteridentifizierung

### 5.1 Einführung

In diesem Kapitel soll anhand von praktischen Beispielen die Verwendung der Computerprogramme zur Parameteridentifizierung aufgezeigt werden. Dieses schließt auch die Verwendung der ermittelten Parameter für die eigentliche Druckverlaufsberechnung mit dem Programm P3 ein, wodurch es möglich ist, einen berechneten Datensatz der Druckentwicklung mit den gemessenen Werten zu vergleichen, um die Richtigkeit des mathematischen Modells bzw. der Vorgehensweise zur Bestimmung der Parameteridentifizierung nachzuweisen.

Es soll dargelegt werden, welche Anforderungen an die Messdatensätze notwendig sind, um hinreichend genaue Erkenntnisse über die zu bestimmenden Parameter zu erhalten, und welche Einschränkungen die Programme mit sich bringen.

Als Beispiele werden eine Kernschießmaschine, eine Impulsmaschine und eine Luftstrom-Pressmaschine in die Betrachtungen einbezogen. Des weiteren wird ausführlich über ein Schießventil und die Einbindung seiner Kennwerte in das Programm P3 diskutiert.

Aufgrund der Praxisbezogenheit dieses Kapitels hat es sich als sinnvoll erwiesen, Relativdrücke zu verwenden. Es sei aber darauf verwiesen, dass in den Gleichungen nach wie vor die Absolutdrücke zum Tragen kommen.

### 5.2 Kernschießmaschine

#### 5.2.1 Technische Voraussetzungen

Bei den Untersuchungen an der Kernschießmaschine sind folgende Bedingungen realisiert worden:

- keine Druckluftzufuhr in den Kessel während des Schießprozesses,
- geschlossene Verbindung zwischen Schießkammer und Kernkasten, d. h., der Kernkasten bleibt unberücksichtigt und
- kein Kernformstoff in der Schießkammer.

Die so verwendete Kernschießmaschine kann aufgrund der technischen Auslegung in 7 Volumina unterteilt (s. Abb. 5.1) werden:

1. Kessel
2. Verbindung Kessel - Schießventil
3. Verbindung Schießventil - Doppelrohr
4. Verbindung des Volumens 3 zum Entlüftungsventil
5. Doppelrohrsystem
6. oberer Schießkammerbereich
7. Schießkammer

Die Volumina 6 und 7 werden dabei durch einen Filter getrennt, welcher als Hindernis für den Luftstrom zu berücksichtigen ist. Dies geschieht, indem der Filter als eine Öffnung zwischen zwei Volumina angesehen wird.

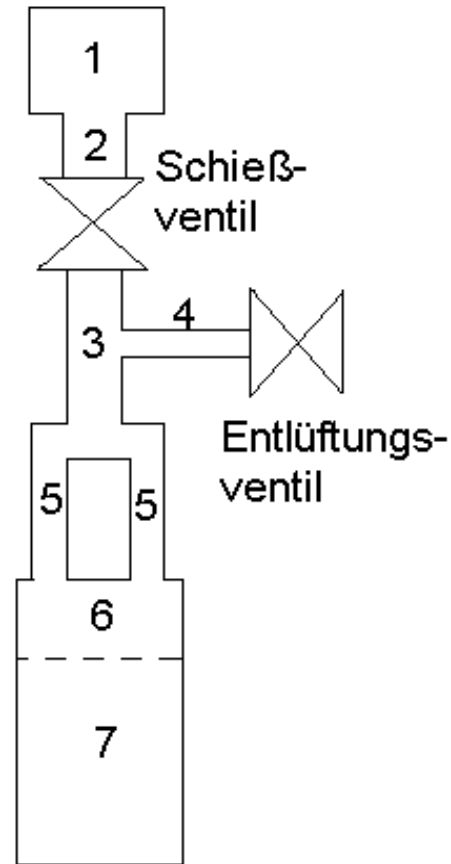


Abb. 5.1: Schema der Kernschießmaschine

Es wäre denkbar, das Volumen 2 dem Kessel und das Volumen 4 dem Volumen 3 zuzuordnen. Dies ist eine subjektive Entscheidung, zumal beide Volumina relativ klein sind. Desweiteren würde es dazu führen, dass die Rechenzeit bei der Parameteridentifikation erheblich verkleinert werden würde. Da es sich aber hierbei um das erste praktische Beispiel handelt, welches diskutiert wird, werden alle sieben Volumina beibehalten.

Für die Volumina und die Flächen sind anhand der Konstruktionsunterlagen die Werte gemäß Tabelle 5.1 ermittelt worden.

Volumen	$dm^3$	Fläche	$dm^2$
1	200	12	0,456
2	2,28	23	0,456
3	3,65	34	0,079
4	0,316	48	0,079
5	4,054	35	0,405
6	5	56	0,405
7	92,5	67	5,558

Tabelle 5.1: Daten der Kernschießmaschine

## 5.2.2 Datensatz

Die Drücke werden in den Volumina 1 (Kessel) und 7 (Schießkammer) gemessen. Gemäß den Ausführungen bzgl. der Anforderungen an den auszuwertenden Datensatz (vgl. Abschnitt 4.5.1) werden die Messdaten entsprechend abgeändert. Dazu werden im ersten Schritt die Druckwerte der Schießkammer so konfiguriert, dass zum Startzeitpunkt ein Druck von  $0\text{ bar}$  vorliegt. Im zweiten Schritt erfolgt die Korrektur der Kesseldruckwerte dahingehend, dass in der Phase des Druckausgleichs dieser auch anhand der korrigierten Messdaten deutlich wird. Das grafische Ergebnis der korrigierten Datensätze wird in Abbildung 5.2 veranschaulicht. Einen Ausschnitt aus dem Originaldatensatz und dem korrigierten Datensatz wird im Anhang B.1 präsentiert.

Wie bereits schon im vorangegangenen Kapitel ausgeführt worden ist, müssen ungefähre zeitliche Angaben über die Ventilarbeitsweisen angegeben werden.

Die Einbindung der Schließphase des Entlüftungsventils in das Programm P1 ist nicht mehr möglich und auch nicht notwendig, da aufgrund des geschlossenen Schießventils und einer vollkommen entlüfteten Schießkammer der Schließprozess keinerlei Einfluss mehr auf die Druckentwicklung ausübt. Die relativ genauen Angaben über das Schießventil sind möglich, da auch der Impuls gemessen wird, welcher das Schießventil steuert. Der Beginn des Entlüftungsprozesses ist anhand von Abbildung 5.2 aufgrund des eintretenden Druckabfalls im System ungefähr bestimmbar. Die dem Programm vorgegebenen Zeiten für die Ventilphasen sind in Tabelle 5.2 aufgelistet.

Die Parameteridentifizierung soll auf der Grundlage einer Messung erfolgen, welche eine Dauer von  $2,6\text{ s}$  aufweist. Dadurch ist es möglich, alle drei Ventilphasen in die Identifi-

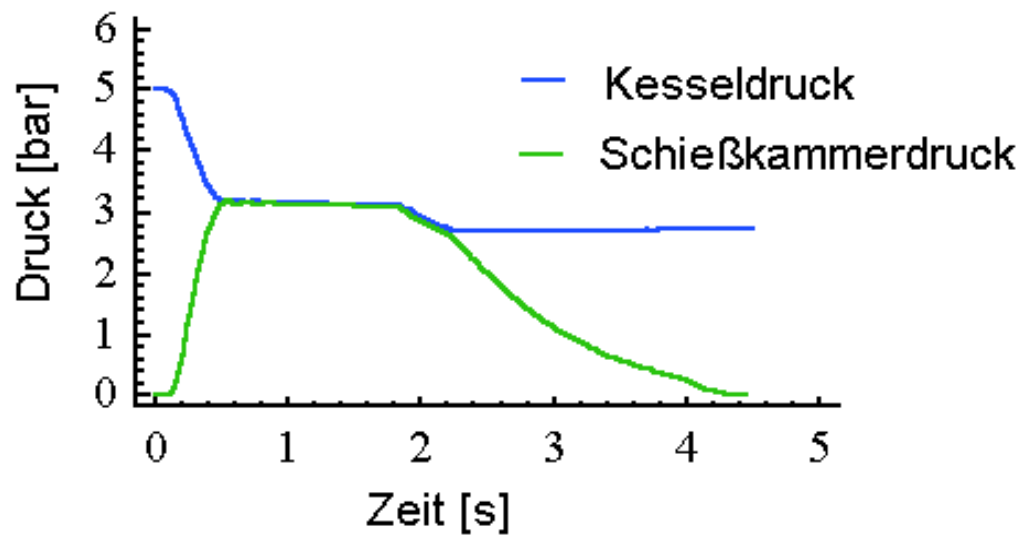


Abb. 5.2: Für die Parameteridentifizierung korrigierter Messdatensatz

Phase	Vorgang	Zeitpunkt [s]
Öffnung Schießventil	Beginn	0
	Ende	0,4
Schließung Schießventil	Beginn	2,1
	Ende	2,3
Öffnung Entlüftungsventil	Beginn	1,8
	Ende	2,0
Schließung Entlüftungsventil	Beginn	-
	Ende	-

Tabelle 5.2: Verwendete Ventildaten

zierung mit einzubeziehen.

Daneben wird dem Programm noch die Schranke bzgl. der Genauigkeit (0,001), das spezifische Volumen ( $833 \text{ dm}^3/\text{kg}$ ) und der Adiabatenkoeffizient (1,41) vorgegeben. Im Menüpunkt „m“ werden die Volumina angegeben, in welchen die Messungen erfolgen. Alle anderen notwendigen Angaben sind abhängig von der jeweiligen Berechnungsphase der Parameter. Im vorliegenden Fall erfolgt die Bestimmung der Durchflusskoeffizienten durch 4 Phasen.

Phase	Durchflusskoeffizient		Ventilkoeffizient		Schrittweite	
	min	max	min	max	DK	VK
1	0,2	0,8			0,3	
2	abhängig von der Auswertung der erhaltenen Daten		stets	stets	0,2	stets
3			0	1,0	0,1	0,01
4					0,05	

Tabelle 5.3: Wahl der Durchfluss- und Ventilkoeffizienten

In Tabelle 5.3 wird die Vorgehensweise bei der Festlegung der Schrittweite bei der Variation der Durchflusskoeffizienten (DK) dargestellt. Die Schrittweite bei den zeitlich veränderlichen Koeffizienten der Ventile (VK) wird mit einem Wert von 0,01 in allen 4 Phasen unverändert gelassen.

Für die Notierungen sollen gelten:

Der Index des Druckes und des Volumens im Volumen  $i$  sei  $i$ . Der Index für Flächen und Durchflusskoeffizienten zwischen den Volumina  $i$  und  $j$  sei  $ij$ . Der Index 8 steht für die Atmosphäre.

### 5.2.3 Bestimmung der Durchflusskoeffizienten (P1)

Im Anhang B.2 sind die durch P1 ermittelten Daten der einzelnen Phasen aufgeführt. Angefangen wird mit einer Schrittweite von 0,3 in der ersten Phase. Jeder der fünf „festen“ Koeffizienten kann aufgrund dieser Schrittweite drei verschiedene Werte im Intervall  $[0, 2; 0, 8]$  annehmen, so dass insgesamt allein durch die Variation dieser 5 Durchflusskoeffizienten 243 Möglichkeiten in Frage kommen, die getestet werden. Bei einer

Festsetzung des Minimum auf 0,1 und des Maximum auf 1,0 hätte dies bedeutet, dass 1024 Möglichkeiten geprüft worden wären, was zu einem erheblich größeren Rechenaufwand geführt hätte. Die fehlenden Bereiche können aber durch die Festlegung der neuen Intervalle in den noch folgenden Phasen ausgeschöpft werden.

Zur Berechnung der neuen Grenzen der Folgephase werden stets die drei besten Datensätze aller bisherigen Phasen herangezogen. Daraus wird der Mittelwert berechnet und dieser Wert dient als Ausgangspunkt für die neuen Grenzen. Wird nach der ersten Phase ein Mittelwert von 0,4 bestimmt und wird in der zweiten Phase mit einer Schrittweite von 0,2 gerechnet, so lauten die entsprechenden Minima bzw. Maxima 0,2 bzw. 0,6. Speziell nach der ersten Phase ergeben sich Mittelwerte von 0,2, welche zu einer unteren Schranke von 0,0 führen würden. Dies ist praktisch aber unsinnig, so dass das Minimum auf 0,2 heraufgesetzt werden kann.

Die Schrittweite wird in der zweiten Phase auf 0,2, in der dritten Phase auf 0,1 und in der vierten Phase auf 0,05 festgelegt.

Es wäre auch möglich, die Maxima der Ventilkoeffizienten von Phase zu Phase neu vorzugeben. Ein diesbezüglicher Eingriff kann sich unter Umständen aber negativ auf das Resultat auswirken.

In Tabelle 5.4 sind die nach der vierten Phase ermittelten Durchflusskoeffizienten aufgelistet.

$\mu_{12}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$
0,20	0,89	0,35	0,83	0,20

Tabelle 5.4: Endresultate für die konstanten Durchflusskoeffizienten

$\mu_{12}$ ,  $\mu_{35}$  und  $\mu_{67}$  in der Tabelle 5.4 sind vom praktischen Standpunkt aus betrachtet zu klein.  $\mu_{67}$  ist dabei aber aufgrund des vorhandenen Gitters in dieser Dimension akzeptabel. Ebenso  $\mu_{35}$  als Durchflusskoeffizient an einem beginnenden Doppelrohr, wodurch der Luftstrom aufgespalten wird und somit der Widerstand ansteigt.  $\mu_{12}$  ist der Durchflusskoeffizient am Kesselausgang. Möglicherweise ist dies durch das zu kleine nachgeschaltete Volumen erklärbar oder durch einen ungünstig konstruierten Kesselausgang. Grundsätz-

lich besteht aber das Problem bei diesem Beispiel, dass zu viele Unbekannte anhand von Messreihen aus nur zwei Volumina bestimmt werden müssen.

Mit Phase 4 soll die Prozedur zur Bestimmung der konstanten Durchflusskoeffizienten abgeschlossen werden. Es wäre durchaus möglich, die Schrittweite weiter zu verfeinern, aber darauf soll hier verzichtet werden.

Der wichtigste noch ausstehende Punkt besteht darin, nachzuweisen, dass die Durchflusskoeffizienten gemäß Tabelle 5.4 bei Verwendung im Programm P3 dazu führen, dass der Druckverlauf auch korrekt berechnet wird. Dafür ist es aber notwendig, die Ventilkoeffizienten und damit die Ventulfunktionen mathematisch zu beschreiben, welches im Folgenden durchgeführt werden soll.

#### 5.2.4 Bestimmung der Ventulfunktionen (P2)

Im Abschnitt 4.3.3 wird darauf hingewiesen, dass es zwei Möglichkeiten gibt, die zeitliche Flächenentwicklung der Ventile zu bestimmen.

Im vorliegenden Fall soll dies mittels Auswertung der Messdaten geschehen. Dabei ist als bekannt vorauszusetzen, dass bzgl. der Flächen-Weg-Beziehung die Geometrie GII vorliegt. Unter der Annahme  $h = h_{eff}$  gilt somit für die Fläche  $A$  in Abhängigkeit vom Weg  $s$

$$A(s) = \frac{2s - h}{2h} \sqrt{sh - s^2} + \frac{h^2}{4} \left( \arcsin \left( \frac{2s}{h} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} \right). \quad (5.1)$$

Der Durchmesser des Ventils und damit der Gesamtweg  $h$  beträgt beim Schießventil  $0,762 \text{ dm}$  und beim Entlüftungsventil  $0,317 \text{ dm}$ .

Unter Verwendung der Durchflusskoeffizienten gemäß Tabelle 5.4 erfolgt die Berechnung der Ventilflächenentwicklung. Dabei wird die Schließphase des Schieß- und die Öffnungsphase des Entlüftungsventils mit einbezogen, d. h., es erfolgt eine Auswertung der Messdaten bis zu einer Prozessdauer von  $2,6 \text{ s}$ . Wie bereits in dieser Arbeit erwähnt, werden dabei die Ventilflächen als konstant angesehen (mit ihrem maximalen Wert) und die entsprechenden Ventilkoeffizienten variiert. Liegt die auftretende Differenz zwischen gemessenen und berechneten Wert während des gesamten Rechenprozesses unterhalb der



vorgegebenen Schranke, wird die Flächenentwicklung abgespeichert und das Programm beendet. Ansonsten wird analog der Vorgehensweise vom Programm P1 der nächste Durchflusskoeffizientensatz herangezogen.

Der abgespeicherte Datensatz ist im Anhang B.3 aufgeführt. Dabei werden die Spalten mit den konstanten Durchflusskoeffizienten aus Platzgründen nicht mit aufgelistet.

Anhand dieser so erhaltenen Ergebnisse wird auf der Grundlage der Ausführungen zur Beziehung (4.21) der Wert der Durchflusskoeffizienten an den Ventilen ermittelt. Demnach gilt

$$\mu_{23} = 0,42 \quad \text{und} \quad \mu_{47} = 0,38.$$

Um eine Aussage bzgl. der Flächenentwicklung treffen zu können, ist es notwendig, den Weg-Zeit-Verlauf zu ermitteln. Als erstes werden deshalb die erhaltenen Werte  $\mu_{ij,t}$  mit der jeweiligen maximalen Fläche multipliziert und durch den entsprechenden Durchflusskoeffizienten dividiert. Dadurch erhält man die richtig dimensionierte zeitliche Entwicklung der Ventilfläche  $A(t)$ . Anschließend wird anhand dieser Resultate und unter Verwendung von Gleichung (5.1) der Weg  $s(t)$  bestimmt. Dies muss in diesem Fall numerisch erfolgen, z. B. durch Intervallschachtelung oder durch allgemeine Berechnung von  $A(s)$  in „EXCEL“ und einem entsprechenden Datenabgleich mit den berechneten Werten.

Im Anhang B.4 wird der zeitliche Verlauf der Ventilflächen und der entsprechenden Wege  $s$  für den vorliegenden Fall wiedergegeben.

Anhand dieser Resultate soll ein mathematischer Zusammenhang zwischen dem Ventilweg und der Zeit abgeleitet werden. Dazu sind die Modelle  $D_1$  und  $D_0$ , vergleiche Gleichungen (4.12) und (4.11), betrachtet worden.

Für das Schießventil hat sich gezeigt, dass  $D_0$  das Verhalten des Ventils am besten wiedergibt.  $D_1$  realisiert im Gegensatz zum Modell  $D_0$  den für das Kernschießen wichtigen Ventilöffnungsprozess zu schnell. Für die Berechnung dieses Prozesses werden eine Öffnungszeit von  $T = 0,101 \text{ s}$  und eine Ventilhöhe von  $h = 0,761 \text{ dm}$  verwendet. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Start des Prozesses bei Vergleich mit den Datensätzen nicht zum Zeitpunkt  $t = 0 \text{ s}$  angesetzt werden darf, d. h., es muss noch eine zeitliche Verschiebung in die Gleichung einfließen. In diesem Fall ist der Startzeitpunkt des Ventils auf  $t = 0,082 \text{ s}$  festgesetzt worden. Für den Schließprozess des Schießventils sind  $T = 0,135 \text{ s}$

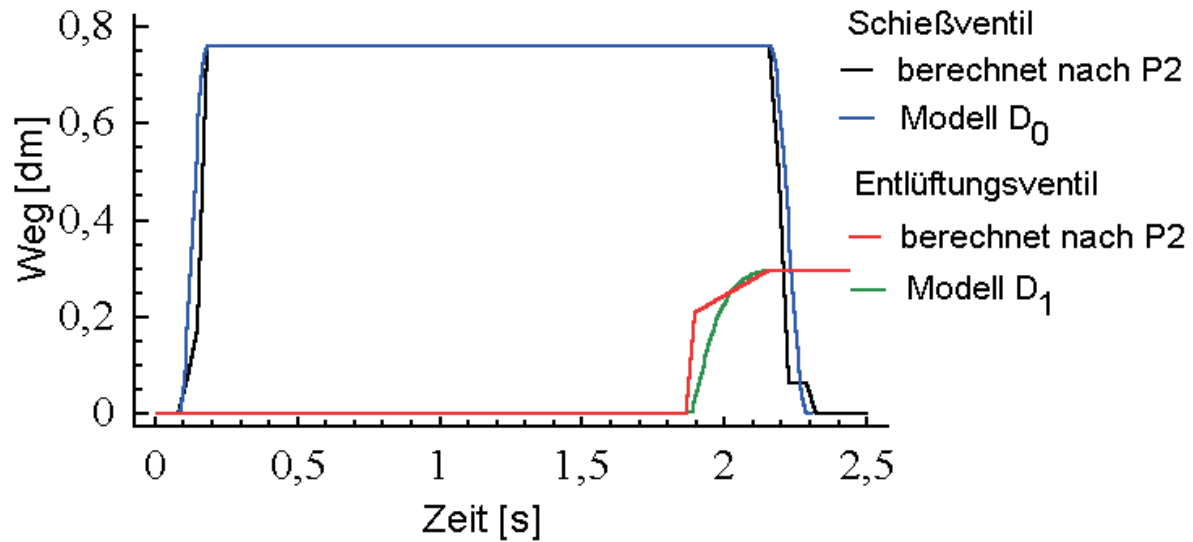


Abb. 5.3: Darstellungen der Ventilphasen durch geeignete Weg-Zeit-Modelle

und ein Startzeitpunkt  $t = 2,158 \text{ s}$  verwendet worden.

Für den Öffnungsprozess des Entlüftungsventils kommt hingegen das Modell  $D_1$  zur Anwendung ( $T = 0,290 \text{ s}$   $h = 0,317 \text{ dm}$ , Startzeitpunkt:  $t = 1,868 \text{ s}$ ), da das Weg-Zeit-Modell  $D_0$  zu langsam den Öffnungsprozess wiedergibt.

In Abbildung 5.3 werden die jeweils besten Weg-Zeit-Modelle und die durch das Programm P2 ermittelten Werte grafisch dargestellt.

In Tabelle 5.5 sind die verwendeten Ventildaten nochmals übersichtlich angeordnet worden.

Phase	Vorgang	Zeitpunkt [s]	Modell
Öffnung Schießventil	Beginn	0,05	$D_1$
	Dauer	0,476	
Schließung Schießventil	Beginn	1,502	$D_1$
	Dauer	0,521	
Öffnung Entlüftungsventil	Beginn	1,565	$D_0$
	Dauer	0,458	

Tabelle 5.5: Verwendete Ventildaten für die Testrechnung

Nachdem die Parameter (Durchflusskoeffizienten, Ventilwerte) bestimmt worden sind, soll im folgenden Abschnitt unter Verwendung von Programm P3 überprüft werden, inwieweit Theorie und Praxis übereinstimmen.

### 5.2.5 Druckverlaufsrechnung (P3)

Zunächst soll getestet werden, inwieweit der bis jetzt verwendete Messdatensatz durch die Berechnung der Druckverläufe durch P3 wiedergegeben werden kann.

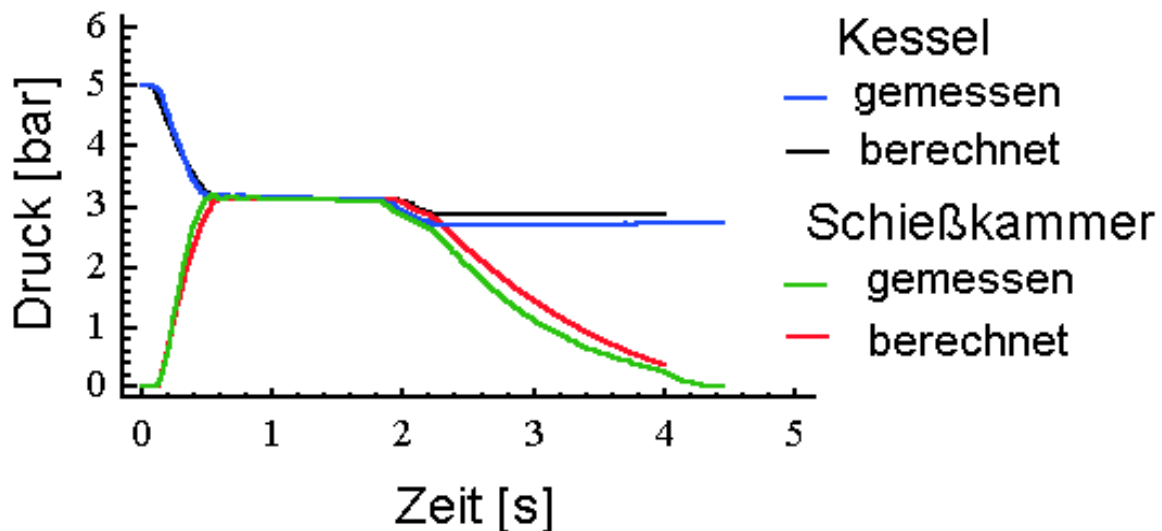


Abb. 5.4: Gemessene und durch P3 berechnete Druckverläufe (Kesseldruck 5 bar)

In Abbildung 5.4 erfolgt der Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Drücken. Als Anfangsdruck wird gemäß des korrigierten Datensatzes aus Anhang B.1 5,015 bar verwendet. Als Ventilwerte werden die Ventildaten aus Tabelle 5.5 herangezogen. Für die Durchflusskoeffizienten werden die Angaben gemäß Tabelle 5.4 sowie  $\mu_{23} = 0,42$  und  $\mu_{47} = 0,38$  benutzt.

Es wird deutlich, dass die Phase, in welcher sich der Druck in der Schießkammer aufbaut, gut wiedergegeben wird. Die Entlüftungsphase hingegen lässt insofern zu wünschen übrig, als dass der Kessel- und der Schießkammerdruck zu hoch sind. Die Ursache kann darin liegen, dass das Entlüftungsventil im Modell zu spät öffnet. Da aber die Entlüftungsphase für die Prozessbeurteilung keine primäre Rolle spielt, kann festgestellt werden, dass in diesem Fall Theorie und Praxis gut übereinstimmen. Allerdings muss noch geprüft werden, inwieweit Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Werten ist,

wenn andere Ausgangskesseldrücke vorliegen.

Deshalb ist ein weiteres Beispiel mit einem Kesseldruck von  $3\text{ bar}$  getestet worden.

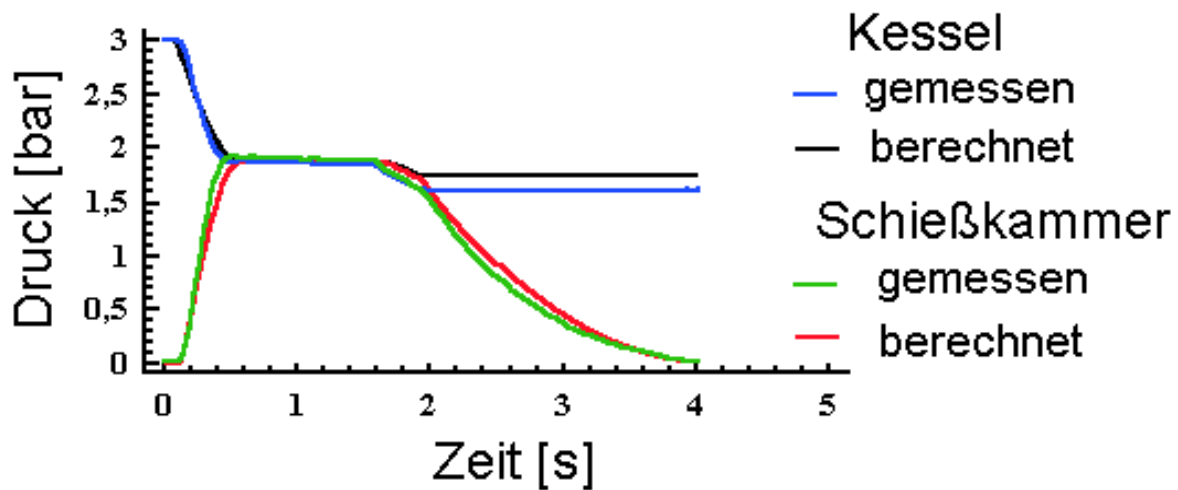


Abb. 5.5: Gemessene und durch P3 berechnete Druckverläufe (Kesseldruck  $3\text{ bar}$ )

Da der Beginn der Messungen nicht mit dem Start des Kernschießprozesses gekoppelt worden ist, müssen aus den Messdaten die Zeiten ermittelt werden, zu denen sich die Ventile beginnen zu öffnen bzw. zu schließen. Die Startzeitpunkte der Öffnungsprozesse können einfach abgelesen werden. Für das Schießventil wäre dies  $t = 0,087\text{ s}$  und für das Entlüftungsventil  $t = 1,596\text{ s}$ . Der Zeitpunkt, an welchem sich das Schießventil beginnt zu schließen, ist schon schwieriger. Hier kann man nur anhand der Druckkurve feststellen, wann das Ventil geschlossen ist ( $t = 1,896\text{ s}$ <sup>1</sup>). Anhand der bereits bekannten Tatsache, dass der Schließprozess  $0,135\text{ s}$  dauert, kann nun auf die Startzeit  $t = 1,761\text{ s}$  geschlossen werden.

In Abbildung 5.5 erfolgt der Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Druckkurven.

Wird der Anfangsprozess wiederum gut durch die Berechnung wiedergegeben, so gibt es im Entlüftungsprozess im Grunde genommen wieder die gleichen Probleme. Es ist davon auszugehen, dass das Schießventil gemäß der Parametervorgabe zu schnell schließt, da der berechnete Kesseldruck etwas zu groß ist. Es sei aber darauf hingewiesen, dass im

<sup>1</sup>Aufgrund der Überlappung von Schließprozess Schießventil und Öffnungsprozess Entlüftungsventil kommt es zur ungewollten Entlüftung des Kessels. In dem Moment, ab dem der Kesseldruck konstant bleibt, kann das Schießventil als geschlossen betrachtet werden.

Vergleich zur Abbildung 5.4 eine andere Einteilung der Koordinatenachsen vorliegt.

## 5.3 Impulsanlage

### 5.3.1 Technische Voraussetzungen

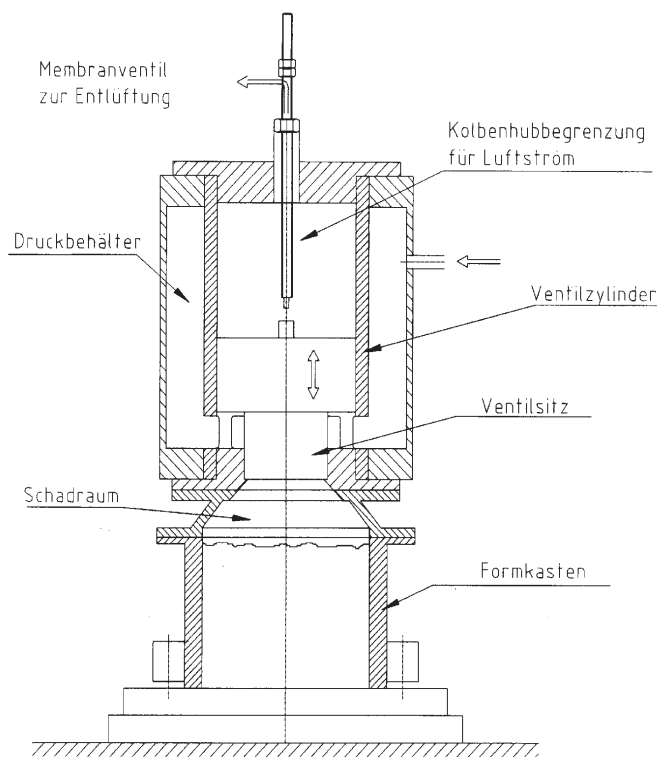


Abb. 5.6: Impulsanlage

Ist im vorhergehenden Abschnitt eine Kernschießmaschine behandelt worden, so soll sich dieser Abschnitt einer Anlage zur Impulsverdichtung widmen. Es existieren zwischen den beiden Verfahren zwei Hauptunterschiede: Bei der Impulsverdichtung öffnet sich das Ventil schneller und der Formstoff befindet sich bereits in dem Formkasten, d. h., es findet kein primärer Stofftransport von einem maschinentechnischen Volumen in ein anderes statt. Auch wenn dies einen anderen technologischen Ablauf darstellt, spielt

dies für die Beschreibung der Druckentwicklung keine Rolle.

In Abbildung 5.6 ist die verwendete Impulsanlage schematisch dargestellt, wobei die eingezeichnete Kolbenhubbegrenzung nicht zur Anwendung kommen wird.

Auf den ersten Blick lässt sich die Impulsanlage in 3 Volumina einteilen: Kessel, Schadraum und Kasten. Aufgrund der technischen Dokumentation ist bekannt, dass der Kessel ein Volumen von  $V_K = 35 \text{ dm}^3$  und der Formkasten ein Volumen von  $V_F = 10 \text{ dm}^3$  besitzen.

Einige Worte zur Arbeitsweise des Ventils: Der Impulsprozess wird ausgelöst, wenn das Membranventil beginnt zu entlüften - dadurch strömt die Druckluft über dem Ventil ab,

so dass die Druckluft des Kessels aufgrund des geringer werdenden Widerstandes den Kolben nach oben bewegen kann. Dabei wird der Ventilsitz angehoben und Öffnungen freigegeben, welche sich im Ventilsitzmantel befinden. Aufgrund des Abströmens der Druckluft aus dem Kessel in den Formkasten wird die Kraft, die auf den Ventilkolben wirkt, geringer, so dass ab einem bestimmten Zeitpunkt die Schwerkraft des Kolbens den Kolben wieder nach unten fallen lässt.

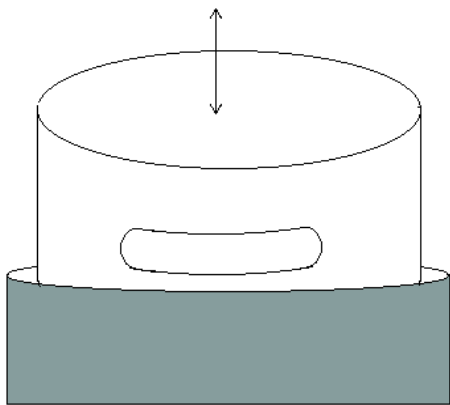


Abb. 5.7: Schema einer Ventilöffnung

Die eigentlichen Ventilöffnungen im Ventilsitz stellen Aussparungen im Mantel dar (vgl. Abb. 5.7). Der Durchmesser des Ventilsitzes liegt bei ca.  $23\text{ cm}$ . Die Querlänge der Schlitze beträgt  $22\text{ cm}$ , die Höhe  $5\text{ cm}$ . An den beiden Enden sind die Schlitze abgerundet, entsprechend einem Halbkreis mit einem Durchmesser von  $5\text{ cm}$ . Insgesamt sind 3 derartige Schlitze auf gleicher horizontaler Ebene vorhanden.

Lässt man die Krümmung außer acht, so setzt sich die Ventilfläche einer Öffnung aus einem Rechteck und zwei Halbkreisen zusammen, so dass im Prinzip der Öffnungsvorgang als Kombination der geometrischen Varianten GI und GII betrachtet werden kann. Da die Kombination dieser beiden Fälle im Programm P3 nicht möglich ist, wird die Geometrie GI zur Anwendung gelangen, da das Rechteck flächenmäßig auch dominiert. Um die Gesamtfläche jedoch nicht zu verfälschen, wird die Querlänge auf  $2,09\text{ dm}$  festgelegt. Praktisch existiert noch eine gewisse Vor- und Nachlaufstrecke des Kolbens, welche aber im Rahmen des eigentlichen Ventilöffnungsprozesses nicht mit berücksichtigt werden sollen.

Jedoch ist die Volumenänderung  $V_Z$  beim Anheben des Ventilkolbens so groß, dass sie nicht vernachlässigt werden darf, vor allem, wenn anhand des Ausgleichsdrucks auf das Gesamtvolumen geschlossen werden soll.

Analog der noch zu diskutierenden Gleichung (6.6) gilt für den Ausgleichsdruck  $p_A$

$$p_A = \left( \frac{V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_B^{\frac{1}{\kappa}}}{V_K + V_B + V_Z} \right)^{\kappa}, \quad (5.2)$$

wobei  $V_B$  das Schadraum- und das Formkastenvolumen zu Beginn des Prozesses darstellt.  $V_Z$  lässt sich ungefähr aus den technischen Zeichnungen bzw. Abmessungen ermitteln. Demnach besitzt der Kolben einen Durchmesser von  $3,4\text{ dm}$  und muss sich mindestens  $0,6\text{ dm}$  nach oben bewegen. Daraus folgt  $V_Z = 5,44\text{ dm}^3$ . Wird Gleichung (5.2) nach  $V_B$  umgestellt (s. Gleichung (5.3)) und anschließend die entsprechenden Größen und Messdaten eingesetzt, kann das Behältervolumen  $V_B$  bzw. das Schadraumvolumen zu Beginn des Prozesses angenähert berechnet werden.

$$V_B = \frac{p_K^{\frac{1}{\kappa}} V_K - p_A^{\frac{1}{\kappa}} (V_K + V_Z)}{p_A^{\frac{1}{\kappa}} - p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \quad (5.3)$$

In Tabelle 5.6 sind die so ermittelten Werte für das Behälter- und Schadraumvolumen (=Behältervolumen vermindert um  $10\text{ dm}^3$ ) für  $V_K = 35\text{ dm}^3$ ,  $V_Z = 5,44\text{ dm}^3$  und  $p_n = 0\text{ bar}$  aufgelistet. Gemäß der so ermittelten Werte kann davon ausgegangen werden, dass das Schadraumvolumen vom Kesseldruck abhängig ist. Dies kann dadurch erklärt werden, weil der Kesseldruck diejenige Kraft aufbringt, welche den Ventilkolben nach oben bewegt. Je kleiner der Kesseldruck ist, um so kleiner die Kraft, um so kleiner die Bewegung nach oben und letztendlich um so kleiner das durch den Kolben freigegebene Volumen. Da die Berücksichtigung dieses Phänomens zu kompliziert wäre, soll einfach ein gemittelter Wert für das Schadraumvolumen angenommen werden, welcher auf der Grundlage der Werte aus Tabelle 5.6  $2,74\text{ dm}^3$  beträgt.

Kesseldruck [bar]	Ausgleichsdruck [bar]	Behältervolumen [dm <sup>3</sup> ]	Schadraumvolumen [dm <sup>3</sup> ]
3,5	1,96	12,42	2,42
5,0	2,82	12,67	2,67
7,0	3,93	13,13	3,13

Tabelle 5.6: Ermittelte Behälter- bzw. Schadraumvolumina zu Prozessbeginn

Die während der Ventilbewegung auftretende Volumenänderung kann aber zumindestens während der Parameteridentifizierung nicht mit beachtet werden, da die Programme P1 und P2 dafür nicht ausgelegt sind. Deshalb ist es notwendig, für den Schadraum ein kon-

stantes Volumen vorzugeben. Das Problem dabei ist die Wahl des Volumenwertes. Sowohl bei  $2,74 \text{ dm}^3$  als auch bei  $2,74 \text{ dm}^3 + 5,44 \text{ dm}^3$  wird der berechnete Druckausgleich nach Gleichung (5.2) stets größer sein als der gemessene. Im ersten Fall folgt dies daraus, weil das tatsächliche Gesamtvolumen zum Zeitpunkt des Druckausgleichs größer ist. Im zweiten Fall stimmen zwar die Gesamtvolumenwerte überein, aber die Ausgangsbedingungen sind andere: in den Programmen wird davon ausgegangen, dass das zusätzliche Volumen mit einem Atmosphärenabsolutdruck von  $0,1 \text{ MPa}$  vorliegt. In der Realität entsteht das Volumen durch Expansion, d. h., theoretisch liegt dieses Volumen mit einem Absolutwert von  $0 \text{ MPa}$  vor. Und diese Differenz in den Anfangsbedingungen spiegelt sich in einem unterschiedlichen Wert des Ausgleichdrucks wider.

Das Problem soll während der Parameteridentifizierung so gelöst werden, indem das Behältervolumen einen Wert annimmt, welcher dazu führt, dass beim Druckausgleich der nach Gleichung (5.2) berechnete und der gemessene Druckwert übereinstimmen. Das so manipulierte Behältervolumen ergibt sich aus Gleichung (5.3) unter der Bedingung  $V_Z = 0$ . Der Mittelwert bei dieser Vorgehensweise liegt bei  $11,5 \text{ dm}^3$ , d. h., das Schadraumvolumen beträgt  $1,5 \text{ dm}^3$ .

Die Verbindung zwischen dem so definierten Schadraumvolumen und dem Formkasten wird durch ein Gitter gewährleistet, welches eine Fläche von ca.  $1,9 \text{ dm}^2$  einnimmt.

### 5.3.2 Verwendung der Programme

Mittels Parameteridentifizierung sollen die Durchflusskoeffizienten bestimmt werden, wobei die Druckmessungen zunächst bei einem Formkasten ohne Formstoff und mit abgedichteten Düsen erfolgen.

Die Messdaten werden ab dem Zeitpunkt aufgenommen, zu dem das Membranventil zwecks Entlüftung betätigt wird. Gemessen wird die Druckentwicklung im Formkasten.

Im Gegensatz zur Kernschießmaschine werden im Fall der Impulsmaschine empfindlichere Druckaufnehmer verwendet, welche auch eine höhere Abtastrate besitzen. Dies führt jedoch dazu, dass selbst im Ruhezustand die Druckaufnehmer einen leicht schwankenden Wert liefern, so dass bei der Parameteridentifizierung dies schon als Beginn des Ventilöffnungsprozesses angesehen wird. Aufgrund der Zeitdifferenz zwischen Start des



	max. $\mu_{V,t}$	$\mu_{SF}$	max. Fehler
Phase 1	0,847	0,05	3,2404
	0,990	0,10	1,759
	0,970	0,15	0,764
Phase 2	0,921	0,11	1,504
	0,924	0,12	1,261
	0,963	0,13	1,029
	0,990	0,14	0,860
	0,970	0,15	0,764

Tabelle 5.7: Werte der Phasen 1 und 2

Prozesses und der Öffnung des Membranventils werden die ersten  $0,079\text{ s}$  des Datensatzes gelöscht, wobei der verbleibende Zeitblock entsprechend verschoben wird. Der Beginn des Öffnungsprozesses wird auf den Zeitpunkt  $0,025\text{ s}$  festgelegt, die Dauer des Öffnungsvorganges auf  $0,05\text{ s}$ .

Aufgrund der geringen Anzahl von Volumina (3), Durchfluss- (1) und Ventilkoeffizienten (1) sowie der kurzen Laufzeit von  $0,09\text{ s}$  ist es möglich, bereits in der ersten Phase die Schrittweite für den Durchflusskoeffizienten zwischen Schadraum und Formkasten  $\mu_{SF}$  mit  $0,05$  zu variieren. Aufgrund der hohen Prozessgeschwindigkeit ist es zudem sinnvoll, den Ventilkoeffizienten  $\mu_{V,t}$  mit einer Rechengenauigkeit von  $0,001$  zu bestimmen.

Die Resultate sind in Tabelle 5.7 dargestellt. Das Programm P1 hat lediglich 3 Werte mit fallendem Fehler abgespeichert. Deshalb ist es durchaus angebracht, die Schrittweite des Durchflusskoeffizienten auf  $0,01$  festzulegen. Wegen der Resultate der ersten Phase genügt es in diesem Fall, nur einen Bereich zwischen  $0,11$  und  $0,19$  zu überprüfen. Die Ergebnisse dieser zweiten Phase sind ebenfalls in Tabelle 5.7 dargestellt.

Anhand der Werte in Tabelle 5.7 kann man schlussfolgern, dass  $\mu_{SF} = 0,15$  der optimale Wert als Durchflusskoeffizient ist. Damit ist der Durchflusskoeffizient zwar sehr klein, dies folgt aber aus der Tatsache, dass die dazugehörige Fläche ein Gitter darstellt.

Somit kann nun die Ermittlung der Ventilfunktion unter Verwendung des Programms P2 erfolgen.

In Tabelle 5.8 sind die gemäß P2 berechneten  $\mu_V(t)$  sowie die unter Verwendung von  $\mu_V = 0,97$  umgerechnete zeitabhängige Ventilfunktion  $A_V(t)$  aufgeführt. Daraus folgt, dass der Öffnungsprozess lediglich  $0,0047\text{ s}$  benötigt. Als Weg-Zeit-Gesetz werden die Modelle  $D_1$  und  $D_0$  als Möglichkeiten getestet.

Zeit [s]	$\mu_{V,t}$	$A_V(t)$ [ $\text{dm}^3$ ]
0	0	0
0,0037	0,926	2,997
0,0043	0,934	3,023
0,0046	0,949	3,071
0,0047	0,97	3,139

Tabelle 5.8: Entwicklung der Ventilfunktion

In Abbildung 5.8 sind die Ergebnisse unter Einbeziehung der Geometrie GI dargestellt.  $D_1$  steigt in der Mittelphase dabei zu schnell, das Modell  $D_0$  zu langsam. Die Entscheidung, welches Weg-Zeit-Modell ausgewählt wird, obliegt in solch einem Fall dem Nutzer. Bei der Schnelligkeit des Ventilöffnungsprozesses stellen die beiden Modelle keinen großen Unterschied mehr dar. In diesem Beispiel soll das langsamere Modell  $D_0$  zur Anwendung gelangen.

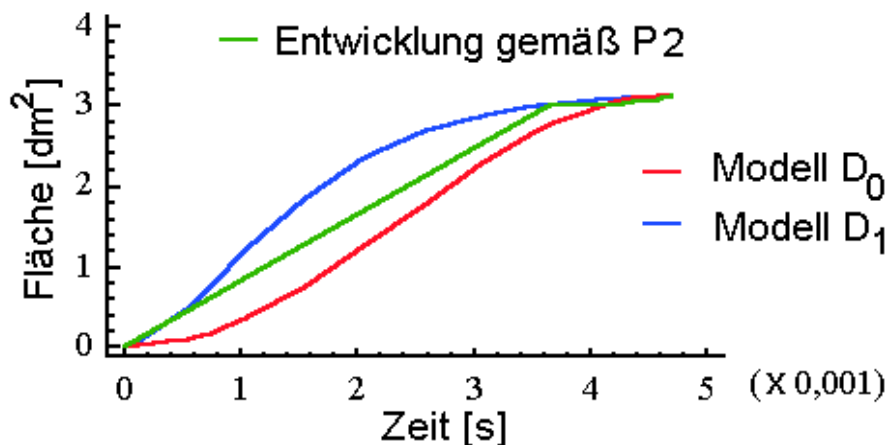


Abb. 5.8: Vergleichende Flächenentwicklung

Unter Verwendung des Programms P3 soll nachgewiesen werden, wie gut die Parameteridentifizierung gelungen ist. In P3 ist es allerdings möglich, Volumenänderungen mit zu berücksichtigen. Bekannt ist, dass sich der Kolben ca.  $0,6\text{ dm}$  nach oben bewegt. Dabei verteilt sich die Volumenänderung allerdings auf den Kessel und den Schadraum. Die Fläche des Kolbens im Schadraum beträgt  $4,15\text{ dm}^2$ , basierend auf einem anteiligen Zy-

linderdurchmesser von  $2,3\text{ dm}$ . Der restliche Kreisring stellt die Fläche im Kessel dar, d. h., bei einem Gesamtkolbendurchmesser von  $3,4\text{ dm}$  verbleibt somit eine Kreisringfläche von  $4,92\text{ dm}^2$ .

Die Öffnungszeit von  $0,0047\text{ s}$  des Ventils bezieht sich auf eine Höhe von  $0,5\text{ dm}$ . Wird dieser Wert linear auf  $0,6\text{ dm}$  umgerechnet, ergibt sich eine Zeit von ca.  $0,005\text{ s}$ . Die Startbedingung zur Veränderung des Kesselvolumens ist ein zeitlicher Druckableitungswert von  $> 0$ , für den Schadraum ein relativer Druck  $> 0$ . Ein Problem besteht allerdings noch darin, dass sich das Volumen im Programm P3 nur vergrößern kann, eine Volumenverkleinerung ist in das Programm noch nicht integriert. <sup>2)</sup>

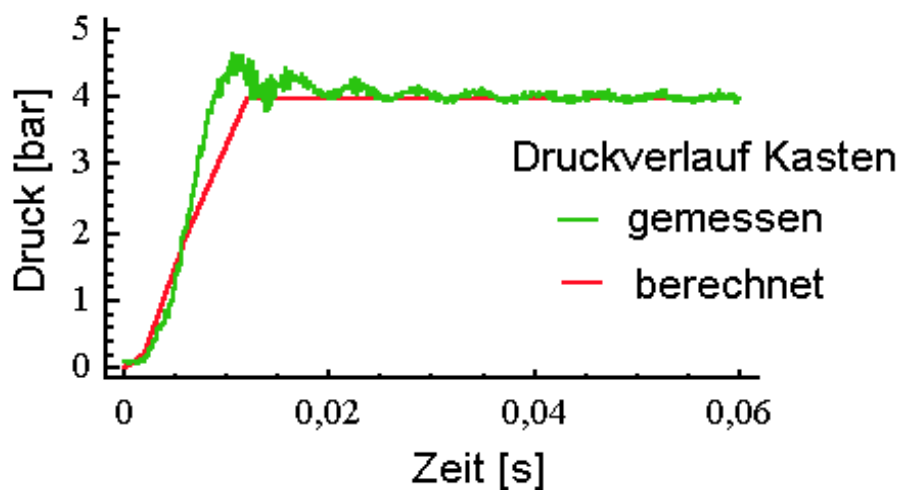


Abb. 5.9: Vergleich des gemessenen und des mittels P3 berechneten Formkastendrucks

In Abbildung 5.9 werden die gemessenen und die berechneten Druckverläufe im Formkastenvolumen aufgezeigt.

Die Start- und Endphasen werden relativ gut wiedergegeben. Lediglich der Mittelbereich weicht von der gemessenen Druckverlaufskurve ab. Dies ist aber unter Umständen auf die Problematik des sich veränderlichen Volumens zurückzuführen, vor allem, da pneumatisch, der Zylinder selbst vibrieren und somit die Volumenentwicklung nicht stetig sein werden.

<sup>2)</sup>Allerdings gibt es die Möglichkeit, ein Ventil mit Volumenänderung zu betrachten (GIV). In diesem konkreten Fall können die dafür notwendigen Größen Umfang und Fläche aber nicht mit den vorliegenden Gegebenheiten aufeinander abgestimmt werden.

Im nächsten Schritt soll die Parameteridentifizierung erfolgen, wenn die Schlitzdüsen im Formkasten geöffnet sind. Dafür ist neben dem neuen Datensatz lediglich eine Düsenfläche ( $0,05 \text{ dm}^2$ ) anzugeben. Da die beiden anderen Durchflusskoeffizienten bereits bekannt sind, ist somit nur noch der Koeffizient der Düsen zu variieren und zu bestimmen.

Unter Verwendung des Programms P1 ist ein Durchflusskoeffizient von 0,35 bei einem Fehler von 1,2934 ermittelt worden, dabei aber wie bereits gehandhabt, ohne Berücksichtigung der Volumenänderung, d. h., der Schadraum ist mit einem Volumen von  $1,5 \text{ dm}^3$  in die Berechnungen eingeflossen. Dafür sind aber die Grenzen für den Öffnungsprozess des Ventils aufgrund der bisherigen Erkenntnisse relativ exakt eingrenzbar.

Dieser Durchflusskoeffizient liefert allerdings bei Berechnung der Druckkurve mit P3 eine Kurve, die im Formkasten viel zu langsam abfällt, wie in Abbildung 5.10 zu sehen ist.

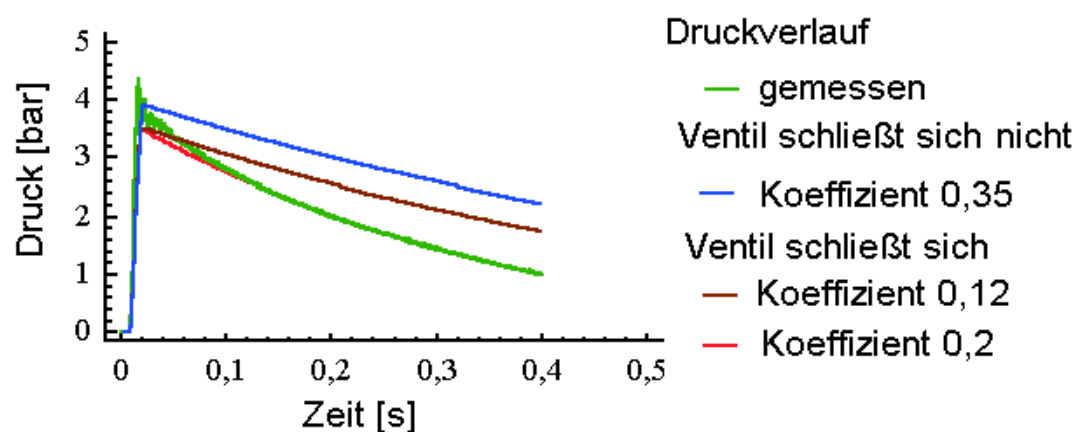


Abb. 5.10: Berechnete Druckverläufe bei verschiedenen Annahmen im Vergleich mit den Messwerten

Deshalb wird in einer zweiten Berechnung angenommen, dass sich das Ventil wieder schließt, d. h., die Verbindung zwischen Kessel und Schadraum wieder unterbrochen wird. Der unter dieser Annahme mit P1 ermittelte Durchflusskoeffizient liegt bei 0,12. Dieser Fall entspricht der braunen Kurve in Abbildung 5.10. Dabei wird für den Schließprozess angenommen, dass er unmittelbar nach Beendigung des Öffnungsprozesses startet und  $0,005 \text{ s}$  dauert. Zwar fällt die Kurve jetzt stärker, aber noch nicht hinreichend genug. Bei der Berechnung des Koeffizienten ist das Programm P1 nicht in der Lage, die Volumenverkleinerung zu erkennen, die durch das Schließen des Ventils eintritt. Des weiteren

ist auch das Programm P3 nicht in der Lage ist, Volumenverkleinerungen zu berechnen. Um aber in der Lage zu sein, mittels P3 den Druckverlauf genau wiedergeben zu können, ist es sinnvoll, für den Durchflusskoeffizienten der Entlüftungsdüsen einen größeren Wert als 0,12 zu benutzen. Es stellt sich heraus, dass ein Wert von 0,2 den Anforderungen genügt, wie in Abbildung 5.10 (rote Kurve) zu erkennen ist.

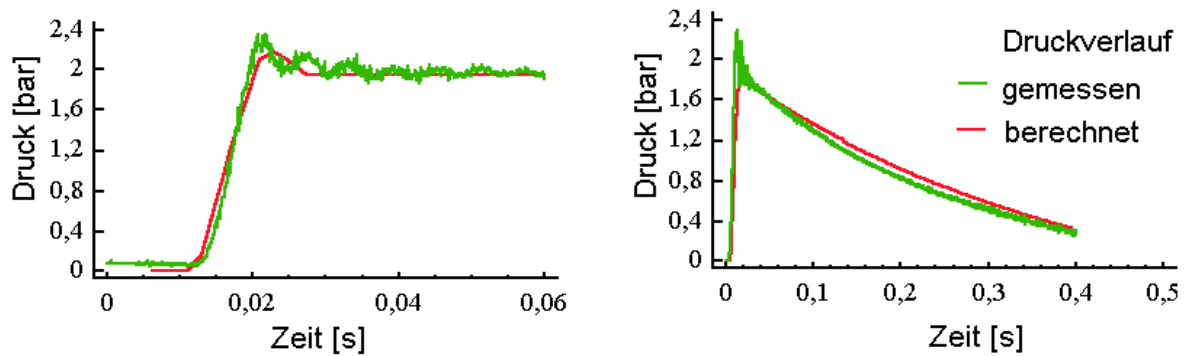


Abb. 5.11: Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Druckverlauf bei einem Ausgangskesseldruck von 3,5 bar bei geschlossenen und bei geöffneten Schlitzdüsen

Zum Abschluss dieses Abschnittes über die Impulsmaschine sollen jeweils noch eine gemessene Kurve ohne bzw. mit Schlitzdüsen mit entsprechend berechneten Kurven gegenübergestellt werden, wobei bei den Berechnungen die gleichen Einstellungen bzgl. Durchflusskoeffizienten und Ventil gelten sollen. Die ausgewählten Messkurven sind bei einem Kesseldruck von 3,5 bar aufgenommen worden. In Abbildung 5.11 sind die vergleichenden Kurven dargestellt. Anhand der Kurven kann man feststellen, dass die ermittelten Parameter den Druckverlauf hinreichend genau wiedergeben, so dass die Resultate als Grundlage für weitere Untersuchungen, z. B. mit Formstoff, herangezogen werden könnten.

## 5.4 Luftstrom-Pressformmaschine HSP 2

Bereits in der ersten Hälfte der neunziger Jahre sind am Lehrstuhl „Hütten-, Gießerei- und Umformmaschinen“ der TU Bergakademie Freiberg Untersuchungen an einer Luftstrom-Pressformmaschine HSP 2 erfolgt [130].

Dabei sind auch die Drücke in Schießkammer und Expansionsraum gemessen worden,

insbesondere auch bei unterschiedlichen Ventilöffnungszeiten (s. Abb. 5.13). Laut Aufzeichnungen handelt es sich dabei um Ventilöffnungszeiten von  $0,5\text{ s}$ ,  $0,8\text{ s}$ ,  $1,0\text{ s}$  und  $1,5\text{ s}$ . Der Kessel wird erst dann wieder aufgefüllt, wenn das Ventil geschlossen ist.



Abb. 5.12: Formmaschine HSP D

Laut Bericht besitzt der Kessel ein Volumen  $V_K$  von  $1500\text{ dm}^3$ . Andere Angaben zu Expansionsraumvolumen und Flächen fehlen leider in dem Bericht. Das Expansionsraumvolumen kann aber ungefähr anhand des Druckausgleiches berechnet werden. Bei einem Druckausgleich von  $4,1\text{ bar}$  und einem Kesseldruck von  $5\text{ bar}$  würde daraus ein Expansionsraumvolumen  $V_E$  von etwas über  $260\text{ dm}^3$  folgen. Da aber der Expansionsraum stetig über Düsen entlüftet wird, soll  $V_E = 250\text{ dm}^3$  angenommen werden.

Für die Parameteridentifizierung sind die Messdaten aus Abbildung 5.13 abgenommen worden. Die Identifizierung erfolgt mit dem Datensatz, welcher zur Ventilöffnungszeit  $1,5\text{ s}$  gehört. Das Ventil soll sich ab dem Zeitpunkt  $t = 0\text{ s}$  öffnen dürfen, der Öffnungsprozess soll nach  $0,1\text{ s}$  abgeschlossen sein. Der Schließprozess soll nach  $1,3\text{ s}$  beginnen und höchstens  $0,1\text{ s}$  dauern. Diese Angaben sind ebenfalls aus der Abbildung entnommen, woraus folgt, dass die eingestellten Zeiten an der Maschinensteuerung, in diesem Fall  $1,5\text{ s}$  Ventilöffnungszeit, praktisch nicht umgesetzt worden sind.

Als Ventilfläche wird  $0,5\text{ dm}^2$  und als Düsenfläche wird  $0,01\text{ dm}^2$  angenommen. Dies sind aber nur Schätzwerte. Das Programm P1 lässt es aber zu, Durchflusskoeffizienten zu testen, welche größer 1 sind. Deshalb wird zunächst der Durchflusskoeffizient der Düsenfläche von 1 bis 20 mit einer Schrittweite von 1 variiert.

Mit dieser Vorgehensweise wird der kleinste Fehler bei einem Durchflusskoeffizienten von 6 berechnet. Da dieser Wert aber höchstens nur 1 sein darf, muss die entsprechende Fläche korrigiert werden. Würde die Fläche versechsfacht, läge der Durchflusskoeffizient bei 1. Deshalb wird die Fläche verzehnfacht, so dass der Durchflusskoeffizient bei 0,6 angesiedelt sein wird. Mit der neuen Düsenfläche von  $0,1\text{ dm}^2$  wird die Prozedur mit einer Schrittweite von 0,01 in dem Intervall  $[0,51; 0,69]$  wiederholt, wobei ein optimaler

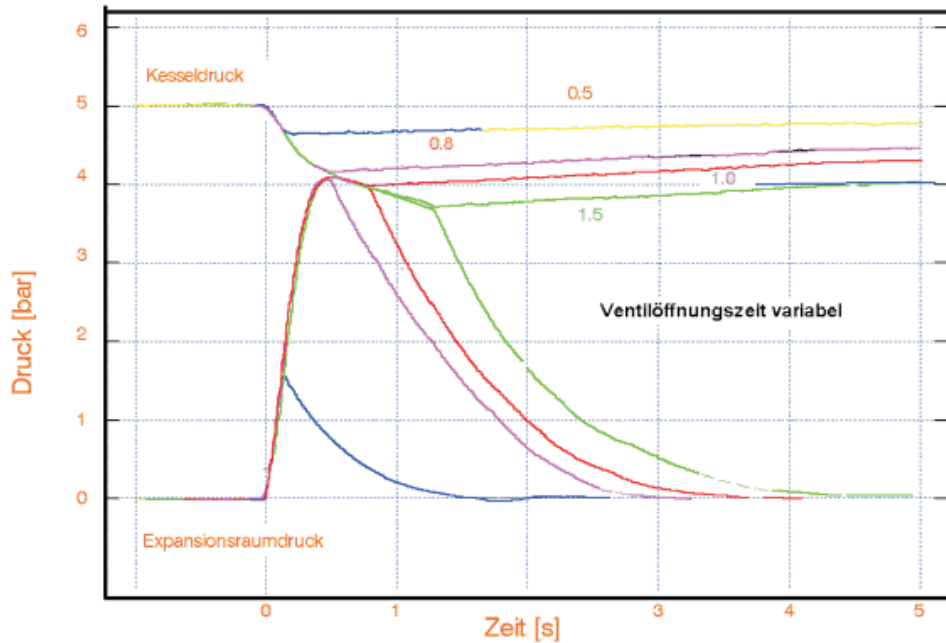


Abb. 5.13: Messdiagramm der HSP2-Anlage [130]

Durchflusskoeffizient von 0,59 ermittelt wird. Der maximale Fehler liegt in diesem Fall bei 0,3171.

Bei dieser Problematik ist aber bzgl. des vorgegebenen Datensatzes in punkto Parameteridentifizierung eines zu beachten. Da Vergleiche zwischen Rechnung und Messung zu jenen Zeitpunkten stattfinden, an denen gemessen worden ist, bedeutet dies, dass bei einem Messintervall von 0,2 s z. B. ein Öffnungsprozess eben mindestens auch diese Zeit beanspruchen wird, obwohl dies in der Realität viel schneller vonstatten geht. Deshalb wird es unter Umständen nötig sein, im Nachhinein, bei einem zu langsamen Ansteigen der Druckkurve im Expansionsraum, die Öffnungszeit nach unten zu korrigieren. Im Normalfall ist die Abtastrate auch höher, aber in diesem Fall liegen nur die Diagramme vor, aus denen lediglich Zeitintervalle von 0,1 s noch ablesbar sind.

Unter diesem Aspekt ist die Bestimmung der Ventilfunktion zu sehen.

Der Durchflusskoeffizient des Ventils liegt bei 0,7. Die entsprechenden Öffnungs- bzw. Schließphasen dauern beide 0,1 s, welches in dem eben erwähnten Problem begründet liegt. Unter Verwendung des Programms P3 erhält man einen Druckverlauf, in welchem die Öffnungsphase (lineares Modell, quadratische Öffnung) relativ gut wiedergegeben

wird, bei der Schließphase allerdings entweicht die Druckluft aus dem Expansionsraum zu langsam.

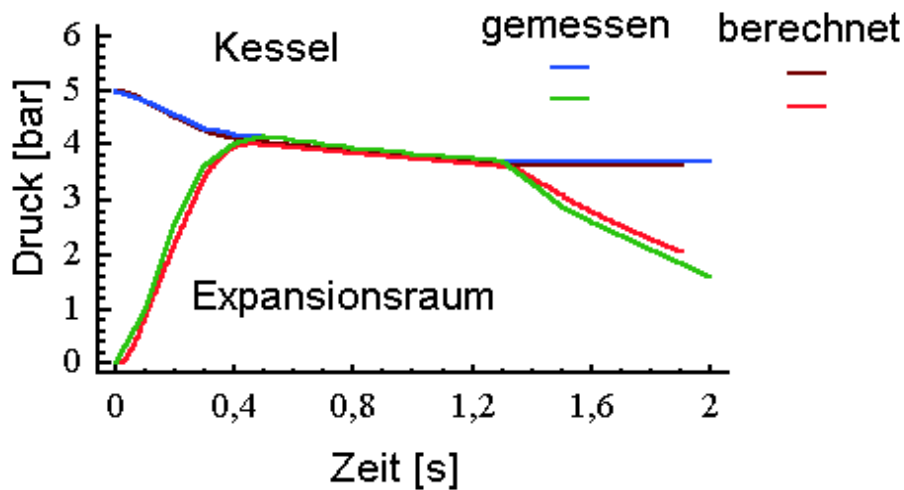


Abb. 5.14: Gemessene Werte bei einer Ventilöffnungszeit von 1,5 s und die mit P3 berechneten Werte

Aufgrund des Beispiels mit der Ventilöffnungszeit von 0,5 s ist davon auszugehen, dass der Öffnungs- und Schließprozess in Summe nicht länger als 0,15 s dauern kann. Deshalb werden im Programm P3 diese Zeiten auf jeweils 0,07 s festgelegt. Eine schnellere Ventilöffnung bewirkt allerdings unter Umständen auch einen größeren Druckgradienten im Expansionsraum, d. h., der Durchflusskoeffizient der Düsen muss heraufgesetzt werden, welches auch in Hinblick auf die zu langsame Entlüftung des Expansionsraumes sinnvoll ist. Im Gegenzug wird der Durchflusskoeffizient des Ventils herabgesetzt. Mit einem Wert von 0,65 für letzteren und einem Wert von 0,8 für den Durchflusskoeffizienten der Düsen erhält man die Verläufe gemäß Abbildung 5.14. Der etwas zu geringe Kesseldruck am Ende des Prozesses kann seine Ursache darin haben, dass das Ventil eher schließt.



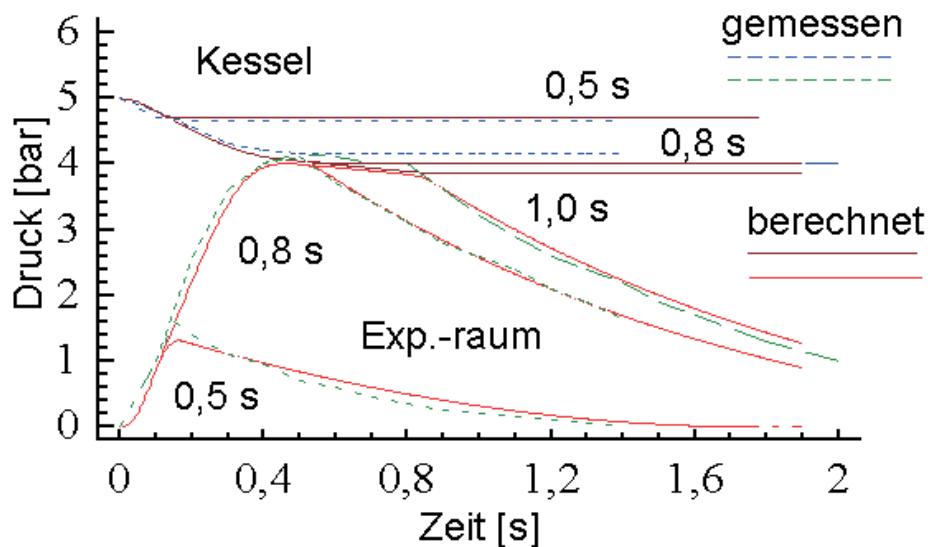


Abb. 5.15: Weitere Vergleiche zwischen Messung und Rechnung bei unterschiedlichen Ventilöffnungszeiten

Die restlichen drei Varianten werden in Abbildung 5.15 verglichen.

Es zeigt sich, dass der Öffnungsprozess zufriedenstellend dargestellt wird, der Kessel-  
druck am Ende immer etwas von den entsprechenden Messwerten abweicht. Wenn man  
allerdings berücksichtigt, dass nur ungefähre Messdaten zur Verfügung gestanden haben,  
so kann festgestellt werden, dass die Prozesse hinreichend genau nachvollziehbar sind.

## 5.5 Einbindung eines Schießventils in P3

In diesem Abschnitt soll ein Weg aufgezeigt werden, wie man ein Schießventil in das Pro-  
gramm P3 unter Verwendung der bereits implementierten Ventileigenschaften einbinden  
kann.

Bei dem Schießventil handelt es sich um ein Ventil der Kernschießmaschine des Typs  
KSM 6.03 CB/C02/pn./vac/SPS. Gemäß der technischen Dokumentation sind folgende  
Punkte bekannt:

Inhalt des Schlitzzylinders als Bestandteil der Schießkammer	2,5 Liter
Inhalt der Vibrationsrinne (Trichter)	25 Liter
Betriebsdruck	6-8 bar
Druckluftverbrauch pro Arbeitstakt	80 Liter
Betriebsdruck für Schießventil (minimal)	6 bar

Dabei beinhaltet der Druckluftverbrauch auch den Vorgang des Härtens, welcher aber für die hier betrachteten Versuche ohne Bedeutung ist.

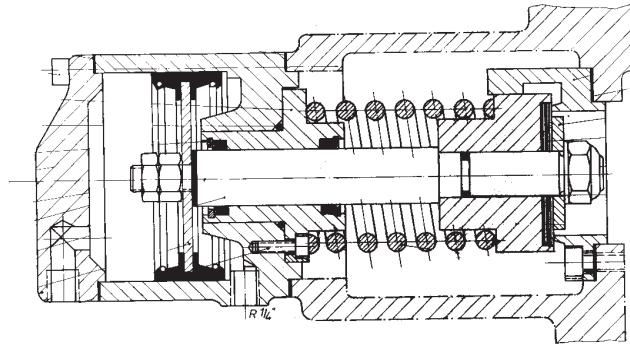


Abb. 5.16: Schießventil; Quelle: Techn. Dokumentation

Im Gegensatz zur ersten behandelten Kernschießmaschine liegen in diesem Fall genaue Angaben über das Schießventil vor. Der Aufbau ist in Abb. 5.16 dargestellt.

Für die Druckentwicklung in der Schießkammer ist es von großer Bedeutung, welche Fläche zwischen Kessel und Schießkammer für den Druckausgleich zur Verfügung steht.

Verfügung steht.

Die Auswertung der technischen Zeichnung ergibt, dass der Öffnungsvorgang (analog der Schließvorgang) in Abhängigkeit vom Kolbenweg  $s$  des Schießventils in 4 Phasen unterteilt werden kann:

**1. Phase:**  $0 \leq s \leq 2\pi r_1 = 1,73 \text{ mm}$

$$A = 2\pi r_1 l, \quad r_1 = 30 \text{ mm} \quad (5.4)$$

**2. Phase:**  $1,73 \text{ mm} = 2\pi r_1 \leq s \leq b_1 = 5 \text{ mm}$

$$A = \pi (r_2^2 - r_3^2) = 326,72 \text{ mm}^2, \quad r_2 = 27 \text{ mm}, r_3 = 25 \text{ mm}$$

**3. Phase:**  $5 \text{ mm} \leq s \leq 13 \text{ mm}$

$$A = \pi (r_2 + r_3) \sqrt{(r_2 - r_3)^2 + (l - b_1)^2} = 52\pi \sqrt{l^2 - 10l + 29} \text{ mm}^2$$

**4. Phase:**  $13 \text{ mm} \leq s \leq 17 \text{ mm}$

$$A = \pi (r_2^2 - r_4^2) = 1347,74 \text{ mm}^2, \quad r_4 = 14 \text{ mm}$$

Die verwendeten Radien und Breiten sind der 1:1 Zeichnung des Ventils aus den Unterlagen entnommen worden, die 1,7 cm entsprechen dem theoretischen maximalen möglichen Kolbenweg. In Abbildung 5.17 wird die Entwicklung der Öffnung in Abhängigkeit vom Kolbenweg verdeutlicht.

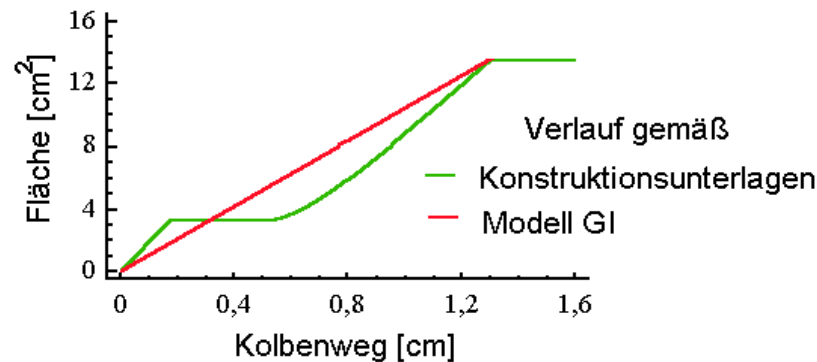


Abb. 5.17: Funktion  $A(s)$

Da aber bei Berechnungen mit dem Programm P3 nur bestimmte Geometrien zur Verfügung stehen, ist es notwendig, eine passende als Ersatz zu verwenden.

Die Geometrie GIV wäre mit einer Volumenveränderung verbunden, was aber hier keine Rolle spielt. Die Geometrien GII und GIII gehen von einer kreisförmigen Öffnung aus, d. h., um eine Kreisfläche von  $1347 \text{ mm}^2$  zu erhalten, benötigt man einen Durchmesser von  $41 \text{ mm}$ , wodurch der Kolbenweg verändert werden müsste. So bleibt nur die Geometrie GI übrig, d. h., das Ventil müsste einer Rechtecksfläche entsprechen. Wenn man beachtet, dass sich die Ventilfläche nur bis zu einem Kolbenweg von  $13 \text{ mm}$  verändert, benötigt man eine Rechtecksbreite von ca.  $104 \text{ mm}$ , um eine Fläche von  $1347 \text{ mm}^2$  realisieren zu können.

Speziell bei diesen Untersuchungen ist in das Ventil ein Wegaufnehmer eingebaut worden, so dass es möglich ist, anhand von gemessenen Daten auf die Weg-Zeit-Abhängigkeit des Ventilkolbens schließen zu können.

In Abbildung 5.18 werden Wertepaare von verschiedenen Messungen des Öffnungsprozesses aufgezeigt. Ziel ist es, eine Weg-Zeit-Abhängigkeit zu finden, die den Zusammenhang wiedergibt. Unter Verwendung des Rechnerprogramms „Statgrafics“ konnte eine Abhängigkeit gemäß

$$s \sim \sqrt{t}$$

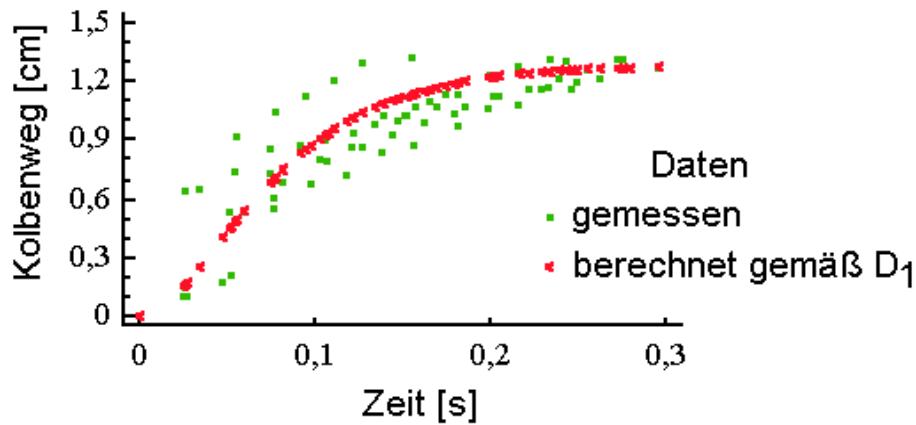


Abb. 5.18: Weg-Zeit-Abhängigkeit (Öffnungsprozess)

ermittelt werden. Zwar ist dieser Fall im Programm P3 implementiert, ist aber aufgrund der nichtexistierenden Ableitung im Punkt  $t = 0 \text{ s}$  ungeeignet für die Berechnung des Druckverlaufs. Deshalb sind die Modelle  $D_0$  und  $D_1$  getestet worden. Ersteres besitzt allerdings einen zu langsamen Anstieg. Das Modell  $D_1$  hingegen beschreibt relativ gut das Verhalten des Öffnungsprozesses, wie aus Abbildung 5.18 ersichtlich wird. Für die Dauer des Öffnungsprozesses sind die Zeiten bis zum Erreichen des Kolbenweges von  $1,3 \text{ cm}$  gemittelt worden, so dass eine Zeit  $T = 0,25 \text{ s}$  für den Öffnungsprozess ermittelt werden konnte.

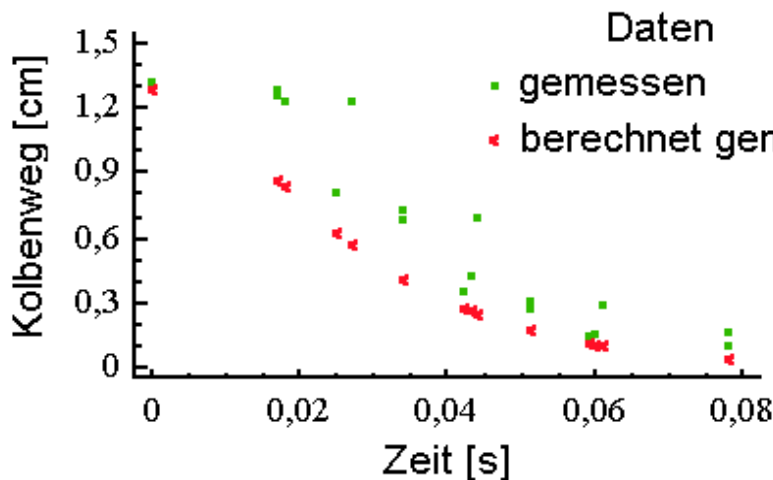


Abb. 5.19: Die Weg-Zeit-Abhängigkeit (Schließprozess)

Eine analoge Vorgehensweise für den Schließprozess liefert Daten gemäß Abbildung 5.19.

Die Zeit für den Schließprozess liegt bei  $0,078\text{ s}$ , d. h., der Schließprozess verläuft fast dreimal so schnell wie der Öffnungsprozess. Das Modell  $D_1$  lässt das Ventil allerdings etwas zu schnell schließen, was aber insofern nicht so gravierend ist, weil bei Kernschießen das Öffnen des Ventils eine größere Rolle spielt. Zudem ist es nicht möglich, den Öffnungs- und den Schließprozess mit zwei unterschiedlichen Weg-Zeit-Modellen durch das Programm P3 berechnen zu lassen.

Fazit: Mit Hilfe der Programme P1 und P2 zur Parameteridentifizierung ist es möglich, die fehlenden Durchflusskoeffizienten und Ventilkennwerte von bereits fertigen pneumatischen Verdichtungsanlagen dahingehend zu ermitteln, dass unter Verwendung von P3 die Druckverläufe hinreichend genau berechnet werden können. Damit kann z. B. die Wirkung eines variierenden Kesseldrucks auf die Druckentwicklung nachvollzogen werden.

## 6 Theoretische Untersuchungen

### 6.1 Einführung

Sind im vorangegangenen Kapitel Untersuchungen an real existierenden pneumatischen Verdichtungsanlagen durchgeführt worden, speziell zur Thematik der Parameteridentifizierung, soll sich dieses Kapitel mit theoretischen Aussagen befassen, welche eher im Vorfeld einer Konstruktion von Bedeutung sein könnten. Dazu wird das Programm P3 herangezogen, weil anhand der damit berechneten Resultate der Einfluss von Parametern untersucht werden kann.

Zu Beginn sollen Kriterien aufgeführt werden, unter welchen Aspekten im maschinentechnischen Sinne pneumatische Verdichtungsverfahren miteinander verglichen werden können. Dieses wird anhand des Energieverbrauches und der Druckentwicklung über der Formstoffsäule erfolgen. Im letzteren Fall kann dies aber lediglich nur ein Ansatz sein, da Erkenntnisse über den genauen Einfluss der Druckluft auf den Formstoff fehlen. Zudem wäre für eine exakte theoretische Auswertung die Berechnung der Geschwindigkeitsfelder der Luft über der Säule notwendig, was aber zu umfangreichen Berechnungen führen würde. Da aber, auch hinsichtlich der Planung von Anlagen, anfangs Kenntnisse über die Tendenz der Parameterwirkungen auf die Druckentwicklung interessieren, genügen in solch einer Phase einfache und schnelle Auswertungen.

Im weiteren Verlauf des Kapitels wird der Einfluss von Kesselvolumen, Maschinenbehältervolumen und Kesseldruck auf die Druckentwicklung untersucht. In diesem Zusammenhang wird versucht, ausgehend vom Differentialgleichungssystem (4.7) eine einfache Abschätzmethode für den Druckgradienten im Maschinenbehälter herzuleiten. Umfangreiche Untersuchungen beschäftigen sich mit dem Einfluss von Ventilparametern auf die Druckentwicklung.

Theoretisch könnten die Resultate, und damit auch das Programm P3, dafür verwendet werden, um bei Konstruktionen von pneumatischen Verdichtungsanlagen die Arbeitsweise der Anlagen bereits im Vorfeld besser einschätzen zu können.

Zur Vereinfachung wird im Folgenden stets von einem System mit einem Kessel und einer Schießkammer ausgegangen, wobei beide durch ein Schießventil verbunden sind. Da die Zeitentwicklung der Drücke eine Rolle spielt, werden der Ausgangskesseldruck

mit  $p_k^0$  und der Behälterausgangsdruck mit  $p_B^0$  bezeichnet. Es wird davon ausgegangen, dass  $p_B^0 = p_B(0) = p_n = 0,1 \text{ MPa} = 1 \text{ bar}$  gilt. Die Indizes der Flächen- und Durchflussfunktion sowie des Durchflusskoeffizienten am Ventil werden mit  $V$  bezeichnet. Dem Adiabatenkoeffizient  $\kappa$  wird bei den Berechnungen der Wert 1,41 zugeordnet, das spezifische Volumen der Luft  $\nu_L$  mit  $833 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}}$  veranschlagt.

Als Größen werden in diesem Kapitel u. a. der maximale Druckgradient  $\Pi_B^M$ , der Zeitpunkt  $t_B^M$ , zu dem  $\Pi_B^M$  erreicht wird, und der Zeitpunkt  $t_{p_A}$ , zu dem der Ausgleichsdruck  $p_A$  realisiert wird, verwendet.

Im Gegensatz zum vorangegangenen Kapitel werden in diesem Kapitel die Drücke wieder als Absolutdrücke verwendet.

## 6.2 Bewertungskriterien pneumatischer Verdichtungsanlagen

### 6.2.1 Energiebilanz

Der Kesseldruck ist der Auslöser für alle ablaufenden Vorgänge bei einer pneumatischen Verdichtung. Deshalb ist die Energie, die bei der pneumatischen Verdichtung zur Verfügung steht, diejenige, die für das Auffüllen bzw. Wiederbefüllen des Kessels notwendig wird. Welchen Einfluss z. B. der Kesseldruck auf die Energiebilanz hat, soll im Folgenden verdeutlicht werden.

Durch das Öffnen des Ventils erfolgt ein Druckausgleich zwischen Kessel und Behälter, der als adiabatischer Vorgang betrachtet wird. Grundsätzlich gilt für schnell ablaufende adiabatische Verdichtungsprozesse  $pV^\kappa = \text{const.}$  mit  $\kappa$  als den dimensionslosen Adiabatenkoeffizienten. Um den Wert des erreichten Drucks nach Ausgleich des Druckgefälles zu berechnen, müssen zunächst die beiden Ausgangsvolumina der Luft in die entsprechenden Volumina unter Atmosphärendruck  $p_n$  umgerechnet werden.

$$V_{K,n} = V_K \left( \frac{p_K^0}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad V_{B,n} = V_B \left( \frac{p_B^0}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = V_B$$

Nach dem Druckausgleich befindet sich somit im technischen Volumen  $V_K + V_B$  ein Luftvolumen, welches bei Atmosphärendruck einen Wert von  $V_{K,n} + V_{B,n}$  annimmt. Die „adiabatische Kompression“ von  $V_{K,n} + V_{B,n}$  auf  $V_K + V_B$  liefert den Ausgleichsdruck  $p_A$

gemäß Gleichung (6.1).

$$p_A = p_n \left( \frac{V_{K,n} + V_{B,n}}{V_K + V_B} \right)^\kappa = p_n \left( \frac{V_K (p_K^0)^\frac{1}{\kappa} + V_B p_n^\frac{1}{\kappa}}{p_n^\frac{1}{\kappa} (V_K + V_B)} \right)^\kappa = \left( \frac{V_K (p_K^0)^\frac{1}{\kappa} + V_B p_n^\frac{1}{\kappa}}{V_K + V_B} \right)^\kappa \quad (6.1)$$

Um im Kessel wieder den Ausgangsdruck  $p_K$  zu erhalten, muss ein gewisses Luftvolumen  $V_{zu,n}$  in den Kessel gepumpt werden. Der Kessel hat aufgrund des Druckausgleiches ein Luftvolumen  $V_B$  mit einem Druck von  $p_A - p_B = p_A - p_n$  abgegeben, was äquivalent zu

$$V_{zu,n} = V_B \left( \frac{p_A - p_n}{p_n} \right)^\frac{1}{\kappa} \quad (6.2)$$

ist. Setzt man  $p_A$  gemäß Gleichung (6.1) in Gleichung (6.2) ein, so folgt

$$V_{zu,n} = \frac{V_B}{V_K + V_B} \left[ \frac{\left( V_K p_K^\frac{1}{\kappa} + V_B p_n^\frac{1}{\kappa} \right)^\kappa - (V_K + V_B)^\kappa p_n}{p_n} \right]^\frac{1}{\kappa}. \quad (6.3)$$

Für  $p_K^0 = p_B^0 = p_n$  erhält man aus Gleichung (6.3) korrekterweise  $V_{zu,n} = 0$ , da es in diesem Fall zu keinem Druckausgleich kommt und somit ein Wiederbefüllen des Kessels unnötig wäre.

In der Praxis der Drucklufttechnik existieren Beziehungen, mit denen die Leistungsaufnahme  $P_V$  des Antriebsmotors eines Verdichters berechnet werden kann [131]. Demnach gilt

$$P_V = (7...7,5) \cdot \dot{V}_{zu,n} \cdot \frac{P_V}{kW} \bigg| \frac{\dot{V}_{zu,n}}{m^3/min} \quad (6.4)$$

Ausgehend von (6.3) und (6.4) soll die Abhängigkeit des Energieverbrauchs vom gewählten Kesseldruck berechnet werden. Angenommen, es gelte  $V_K = 0,2 m^3$  und  $V_B = 0,05 m^3$ . Der Adiabatenexponent solle den Wert 1,41 besitzen. Es wird gefordert, dass der Kessel zweimal in der Minute aufgepumpt werden soll. Bei 8 Stunden am Tag und 220 Arbeitstagen im Jahr kann auf der Grundlage von Beziehung (6.4) mit einem Koeffizienten von 7,25 die notwendige Energie  $E$  pro Jahr berechnet werden, die für das Kesselaufpumpen benötigt wird.



$$E = 7,25 \frac{V_{zu,n}}{0,5 \text{ min}} 220 \cdot 8 h \quad [kWh] \quad (6.5)$$

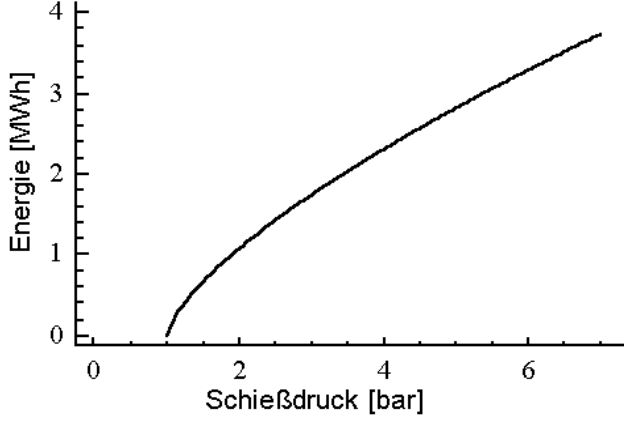


Abb. 6.1: Jährlicher Energieverbrauch für das Wiederbefüllen des Kessels

Mit der Beziehung (6.5) ist der jährliche Energieverbrauch unter Verwendung von Gleichung (6.3) bestimmbar (s. Abb. 6.1). Für einen Kessel-  
druck von  $0,4 \text{ MPa}$ ,  $0,5 \text{ MPa}$  bzw.  $0,6 \text{ MPa}$  würde man demzufolge eine jährliche Energie von ca.  $2,3 \text{ MWh}$ ,  $2,8 \text{ MWh}$  bzw.  $3,3 \text{ MWh}$  benötigen. Dabei ist dies aber ein Idealfall, denn zu Arbeitsbeginn würde

der Kessel z. B. zunächst vom Niveau  $p_n$  aus aufgefüllt werden müssen. Und selbst wenn ein Unterschied von  $0,5 \text{ MWh}$  pro  $0,1 \text{ MPa}$  veränderten Kesselausgangsdruck als zu gering erscheint, sei daran erinnert, dass oftmals im 3 Schichtsystem gearbeitet wird und mehrere Kernschießmaschinen gleichzeitig im Einsatz sind.

Die Beziehung (6.1) beschreibt den Druck nach dem adiabatischen Vorgang des Druckausgleichs, wobei die innere Energie des Gesamtsystems vor und nach dem Prozess konstant geblieben ist. Im Vergleich zum isothermen Prozess ( $\kappa = 1$ ) des Druckausgleiches ist der Druck  $p_A$  im adiabatischen Fall größer. Dies folgt sofort aus der Beziehung

$$\frac{dp_A}{d\kappa} = \frac{1}{(V_K + V_B)^\kappa} \left( V_K (p_k^0)^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa-1} \left( V_K (p_k^0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) > 0,$$

d. h., der Ausgleichsdruck ist monoton steigend mit wachsendem  $\kappa$ . Der adiabatische Prozess geht einher mit einem Abfallen der mittleren Temperatur, was sich in der Praxis darin zeigt, dass es in der Schießkammer zum Ausfällen von Eiskristallen kommt.

Die Aussagen bzgl. des Ausgleichsdrucks sind insofern von Bedeutung, weil sie wichtig für die Frage sind, wie lange der Entlüftungsprozess durchgeführt werden muss. Ist dieser

zu kurz, so würde beim Abnehmen des Kernkastens vom Schießkopf der in der Schießkammer befindliche Formstoff aufgrund des vorhandenen Restdrucks nach außen fließen.

Der Druck  $p_A$  ist abhängig vom Kesselvolumen, vom Behältervolumen und vom Kessel-  
druck, wenn davon ausgegangen wird, dass der Behälterdruck  $p_B$  zu Prozessbeginn stets  
dem Atmosphärendruck entspricht. In Abbildung 6.2 sind diese Abhängigkeiten für drei  
verschiedene Kesseldrücke dargestellt.

Angenommen, man möchte einen Ausgleichsdruck von ca. 3,3 bar erreichen und gibt  
 $p_B = 1 \text{ bar}$  und  $V_B = 0,05 \text{ m}^3$  als gegeben vor. Dann folgt aus Abbildung 6.2 für einen  
vorgegebenen Kesseldruck  $p_K$  ein notwendiges Kesselvolumen gemäß Tabelle 6.1.

$p_K$ in bar	$V_K$ in $\text{m}^3$	Radius in m	Oberfläche in $\text{m}^2$
4	ca. 0,2	0,36	1,65
5	ca. 0,08	0,27	0,90
6	ca. 0,06	0,24	0,74

Tabelle 6.1: Zusammenhang zwischen Kesseldruck und -volumen sowie entsprechende  
Kesselradien und -oberfläche bei Annahme einer Kugelgestalt

Zur Berechnung der jährlichen Energie zum Aufpumpen des Kessels ist im Abschnitt  
6.2.1 als Einflussgröße das Volumen  $V_{zu,n}$  verwendet worden. Dieser Volumenwert ist  
dabei abhängig vom Ausgleichsdruck  $p_A$  und vom Behältervolumen  $V_B$  (vgl. Gleichung  
(6.2)). Somit haben  $p_K$  und  $V_K$  gemäß Tabelle 6.1 keinen Einfluss auf die Energieberech-  
nung, da diese Größen in Kombination mit  $V_B = 0,05 \text{ m}^3$  stets einen Ausgleichsdruck  
von  $p_A = 3,3 \text{ bar}$  liefern. Deshalb gilt für alle drei Fälle  $V_{n,zu} = 0,09 \text{ m}^3$  und unter  
den gleichen Annahmen wie in Abschnitt 6.2.1 folgt ein jährlicher Energieaufwand von  
 $E = 2,3 \text{ MWh}$ .

Betrachtet man die Werte aus Tabelle 6.1 unter dem Blickwinkel des Materialverbrauchs,  
so ist ein Kesseldruck von 6 bar wirtschaftlicher, weil der Kessel in Kugelform weniger  
als die Hälfte der Oberfläche benötigt als bei einem Prozess mit 4 bar Kesseldruck (dabei  
sei eine dafür stärkere Mantelschicht außer acht gelassen). Des weiteren ist neben einer  
kleineren Oberfläche auch der Durchmesser des Kessels kleiner, welches sich wiederum  
positiv auf die Größe der Anlage auswirkt.

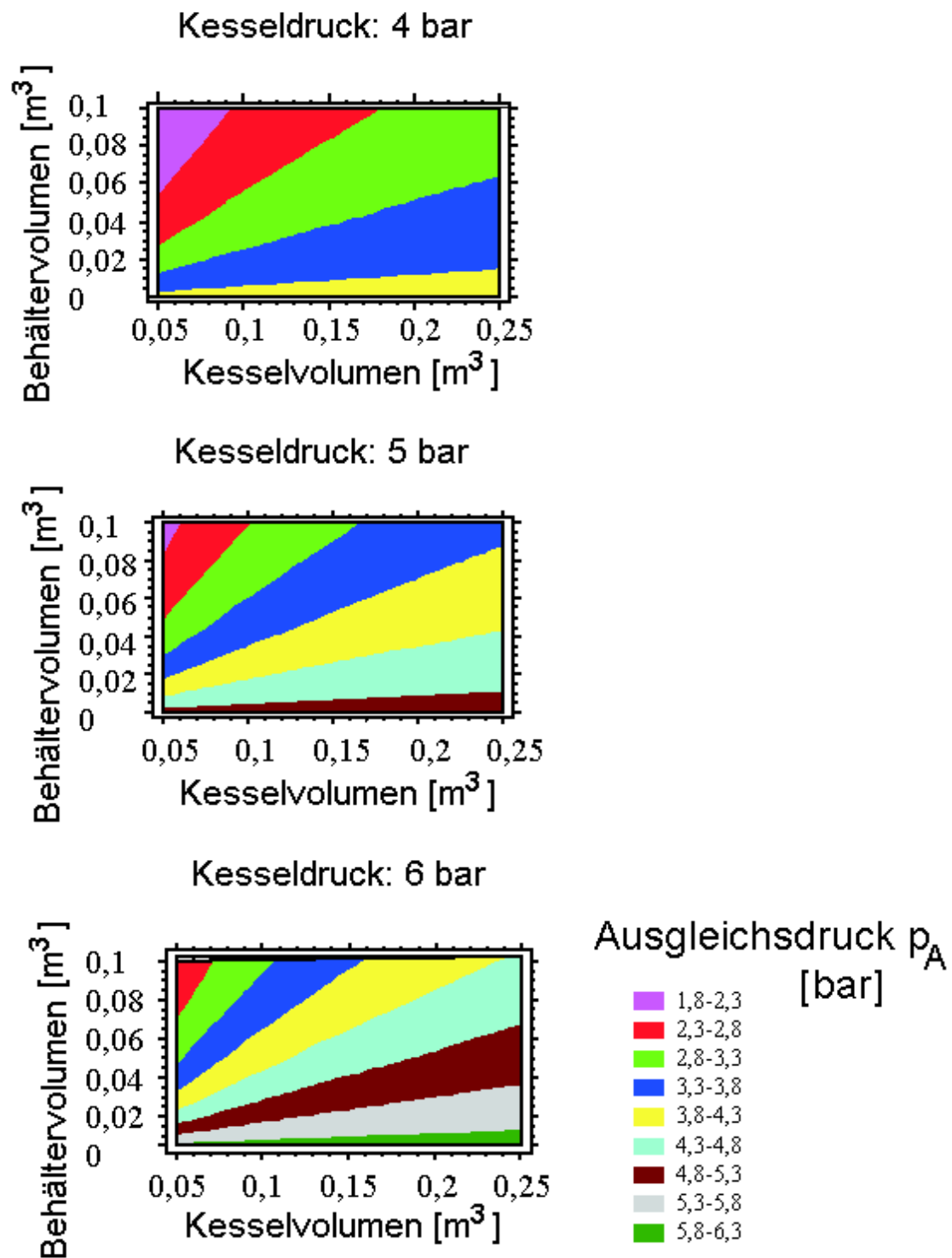


Abb. 6.2: Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen und dem Kesseldruck

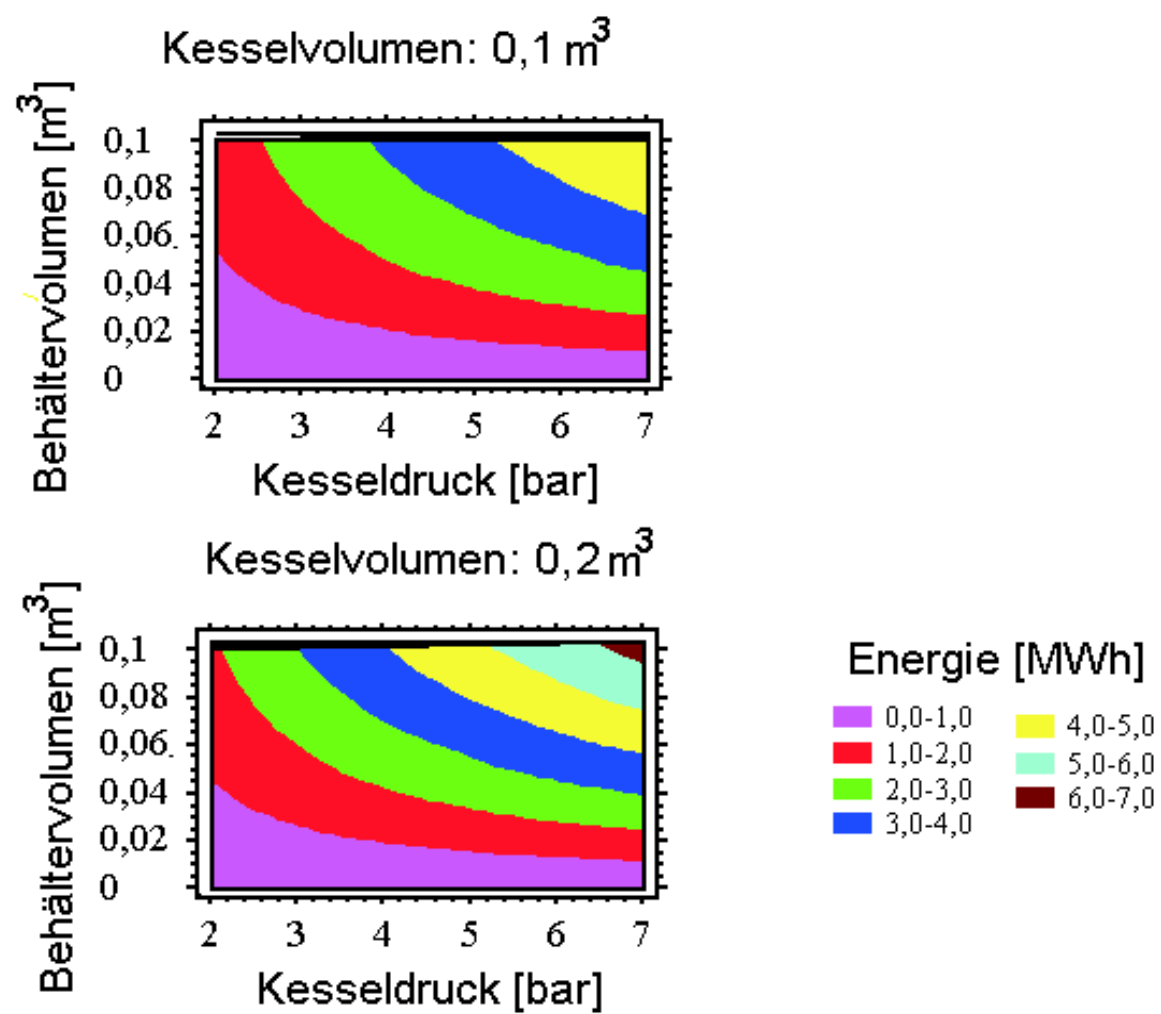


Abb. 6.3: Jährlicher Energieverbrauch bei verschiedenen Prozessparametern

In Abbildung 6.3 wird veranschaulicht, welche Auswirkungen der Kesseldruck und das Behältervolumen auf den Energieaufwand zum Aufpumpen des Kessels haben. Je größer der Kesseldruck, das Behältervolumen bzw. das Kesselvolumen sind, um so größer ist der jährliche Energieaufwand, um 2 Kerne in der Minute schießen zu können.

In der Praxis kommt es allerdings während des Kernschießens zu einer Volumenänderung  $\Delta V$  im Behälter, verursacht durch den Transport des Kernformstoffs in den Kernkasten. Im Folgenden werde angenommen, dass dabei keine Druckluft über die Verbindung Kernformstoff-Kernkasten-Entlüftungsdüsen an die Atmosphäre entweichen kann.

In Analogie zur Herleitung von Gleichung (6.1) bedeutet dies für den Ausgleichsdruck

$$p_A = \left( \frac{V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}}}{V_K + V_B + \Delta V} \right)^{\kappa} . \quad (6.6)$$

Dementsprechend gilt

$$V_{zu,n} = \frac{V_B + \Delta V}{V_K + V_B + \Delta V} \left[ \frac{\left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa} - (V_K + V_B + \Delta V)^{\kappa} p_n}{p_n} \right]^{\frac{1}{\kappa}} . \quad (6.7)$$

Unter diesem Aspekt ist unter Verwendung von Gleichung (6.6) der Ausgleichsdruck bei einem Kesseldruck von 4 bar, 5 bar und 6 bar mit der Kombination  $\Delta V = 0,01 m^3$  und  $\Delta V = 0,05 m^3$  berechnet worden. Die graphischen Resultate sind in Abbildung 6.4 dargestellt.

Die daraus abzuleitenden Schlussfolgerungen sind nachvollziehbar. Eine größere Volumenänderung bei gleichem Kesseldruck bewirkt einen kleineren Ausgleichsdruck. Bei einem konstantem  $\Delta V$  werden mit wachsendem Kesseldruck auch die möglichen Ausgleichsdrücke bei festen Volumina anwachsen.

Anhand der Diagramme kann aber eine weitere interessante Erkenntnis gewonnen werden:

Angenommen, man hätte einen Kessel mit  $V_K = 0,15 m^3$  und  $p_K = 6 bar$ . Pro Schuss würden 10 l Kernformstoff in den Kernkasten geschossen werden<sup>1)</sup> und mit einer Füllung werden 5 Kernkästen gefüllt. Des weiteren sei vor dem ersten Schuss  $V_B = 0,02 m^3$ .

---

<sup>1)</sup>vereinfachende Annahme: kein Abströmen der Luft in den Kernkasten und keine Kompression des Kernformstoffes in der Schießkammer

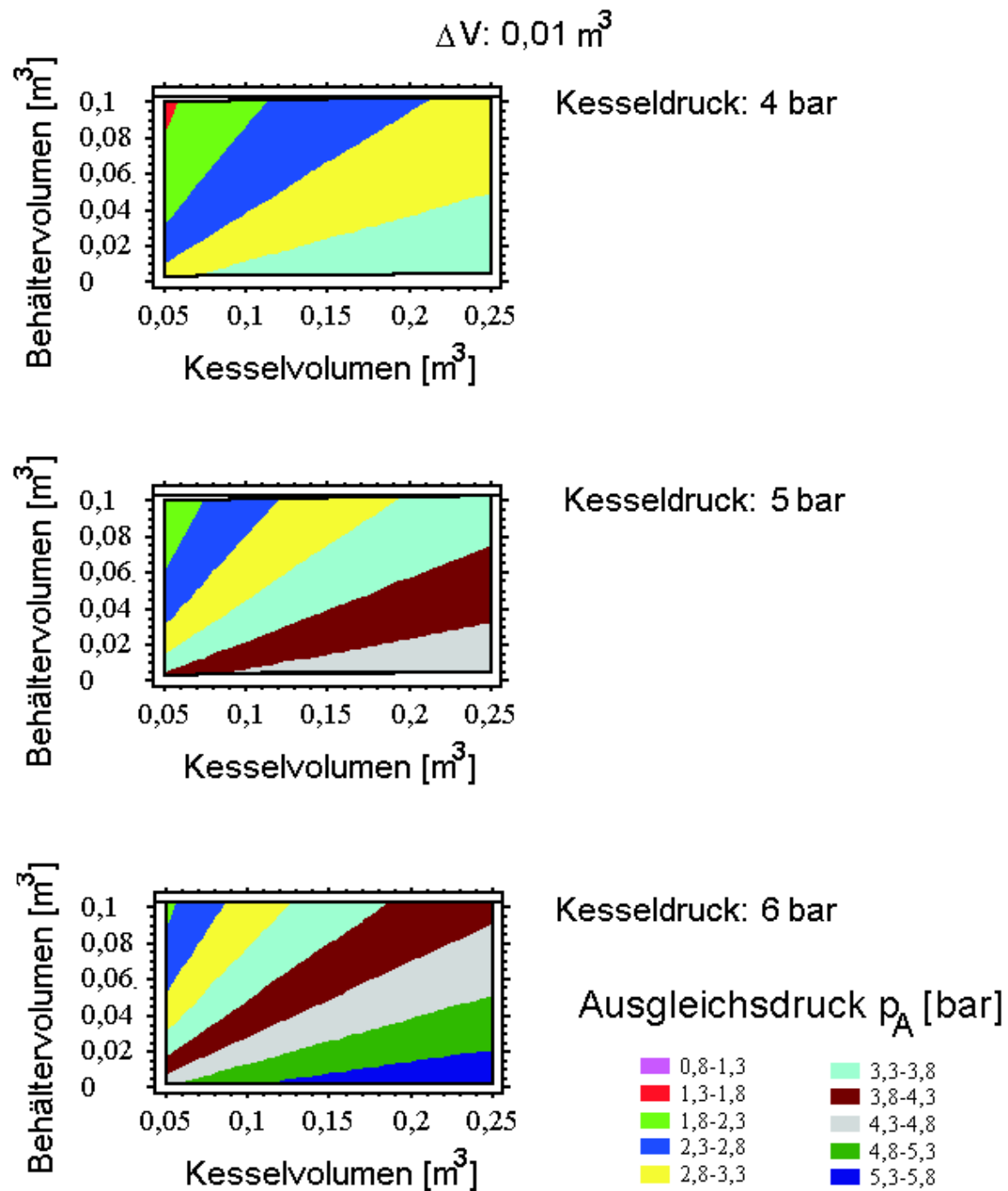


Abb. 6.4: a) Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen sowie dem Kesseldruck bei  $\Delta V = 0,01 \text{ m}^3$

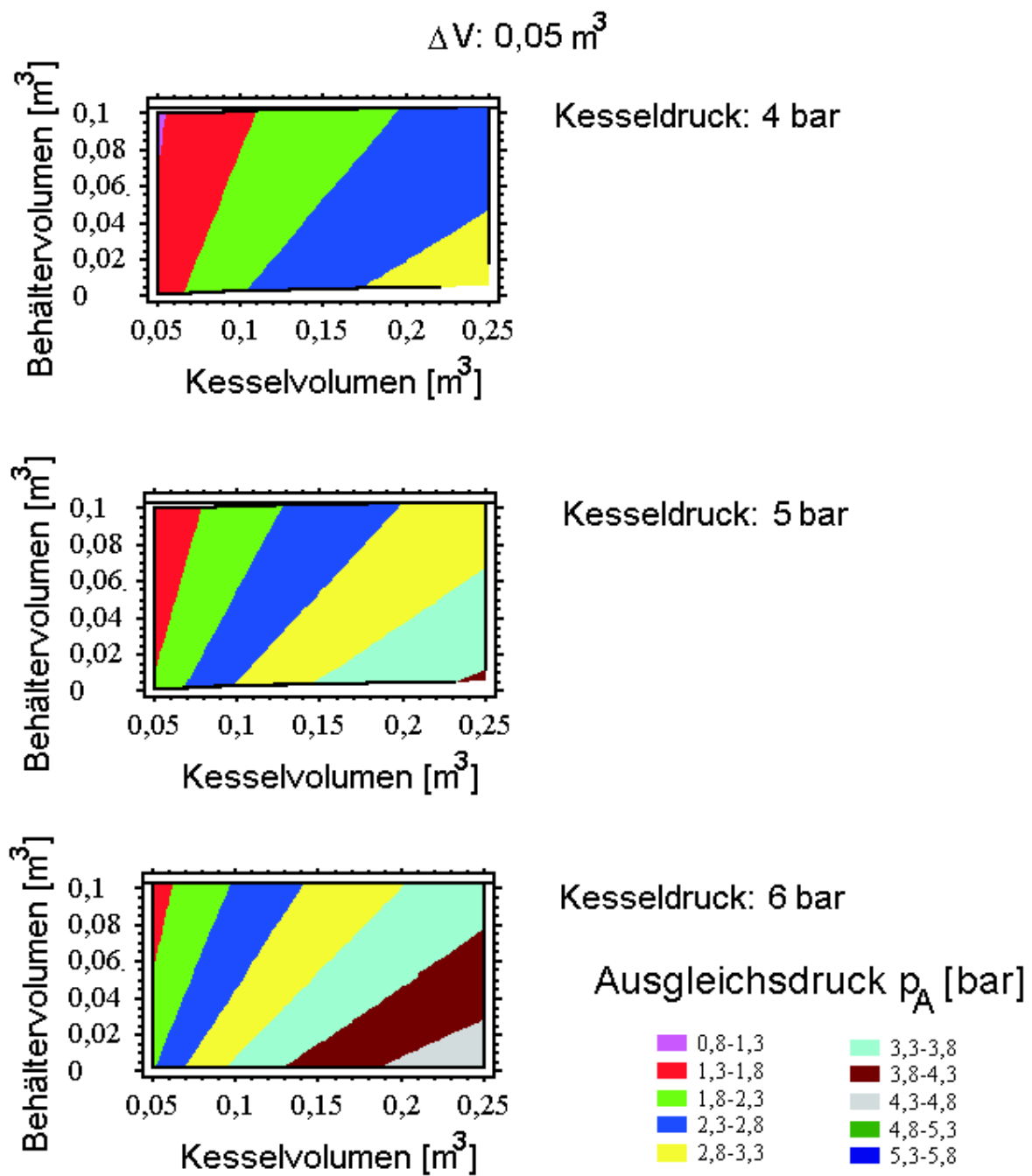


Abb. 6.4: b) Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen sowie dem Kesseldruck bei  $\Delta V = 0,05 \text{ m}^3$

Dann folgt aus dem entsprechenden Diagramm in Abbildung 6.4 a), dass nach dem ersten Schuss ein Druck zwischen 4,8 bar und 5,3 bar vorliegt. Für den nächsten Schuss gilt nun aber  $V_B = 0,03 m^3$ , da nach Annahme  $0,01 m^3$  Kernformstoff verschossen worden ist. Nach dem zweiten Schuss liegt ein Ausgleichsdruck vor, der im Bereich zwischen 4,3 bar und 4,8 bar liegt. Analog gilt dies auch für den dritten Schuss. Nach dem vierten und fünften Schuss liegt der Ausgleichsdruck allerdings wieder ein Intervall tiefer, nämlich zwischen 3,8 bar und 4,3 bar.

Daraus ergibt sich die Frage, ob z. B. aufgrund des fallenden Ausgleichdrucks die Entlüftungsdauer entsprechend des Druckwertes verringert werden kann. Weiterhin erhebt sich die Frage, ob sich das de facto vergrößern Behältervolumen vor jedem Schuss negativ auf den Kernformstofftransport auswirkt. Und ein weiterer Aspekt ist, was sich für den Energieverbrauch bzgl. des Kesselauffüllens verändert.

Um an die bisherigen Auswertungen anzuknüpfen, sollen jeweils nur zwei Kerne mit einer Schießkammerfüllung in einer Minute produziert werden. Für die Berechnung der Energie  $E$  entspricht  $\dot{V}_{zu,n}$  der Summe von zwei verschiedenen Werten der Größe  $V_{zu,n}$ , dividiert durch  $1 min$ . Der erste Summand  $V_{zu,n}$  berechnet sich entsprechend Gleichung (6.7). Bei der Berechnung des zweiten Summanden muss berücksichtigt werden, dass sich vor dem zweiten Schuss das Behältervolumen  $V_B$  um  $\Delta V$  vergrößert hat, d. h., anstelle  $V_B$  muss in Gleichung (6.7)  $(V_B + \Delta V)$  eingesetzt werden. Die entsprechende Gleichung lautet somit:

$$\begin{aligned}
 V_{zu,n,1min} = & \frac{V_B + \Delta V}{V_K + V_B + \Delta V} \left[ \frac{\left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa} - (V_K + V_B + \Delta V)^{\kappa} p_n}{p_n} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \\
 & + \frac{V_B + 2 \Delta V}{V_K + V_B + 2 \Delta V} \left[ \frac{\left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + (V_B + \Delta V) p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa}}{p_n} \right. \\
 & \left. - \frac{(V_K + V_B + 2 \Delta V)^{\kappa} p_n}{p_n} \right]^{\frac{1}{\kappa}} .
 \end{aligned} \tag{6.8}$$

Die Resultate sind in Abbildung 6.5 dargestellt. Vergleicht man diese mit den Ergebnissen in Abbildung 6.3, welche den Fall  $\Delta V = 0$  charakterisieren, erkennt man, dass bei gleichem Kesselvolumen sich der jährliche Energieverbrauch erhöht. Gleiches gilt bei gleichbleibenden Prozessbedingungen im Behälter und steigendem Kesselvolumen.



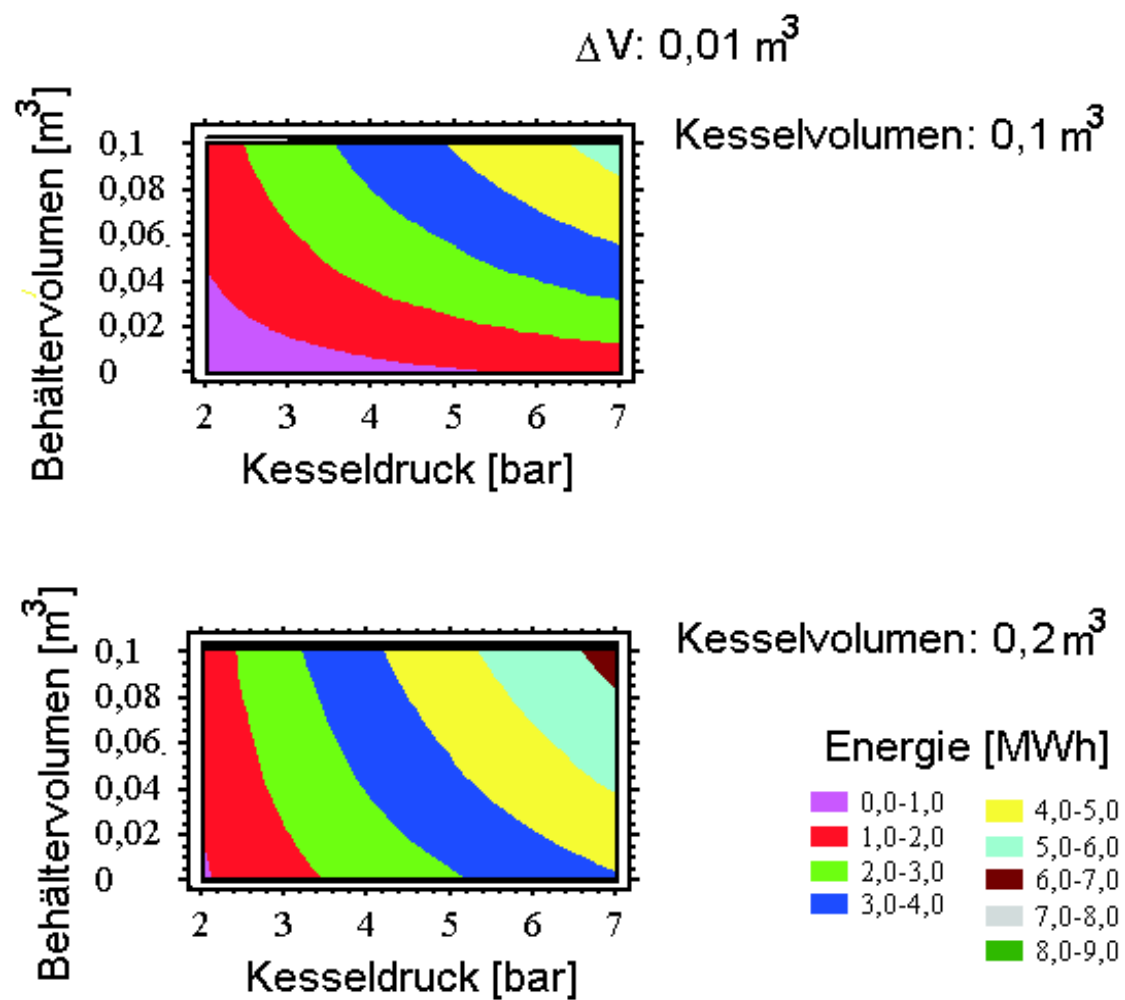


Abb. 6.5: a) Jährlicher Energieverbrauch unter Berücksichtigung des veränderlichen Behältervolumens bei  $\Delta V = 0,01 \text{ m}^3$

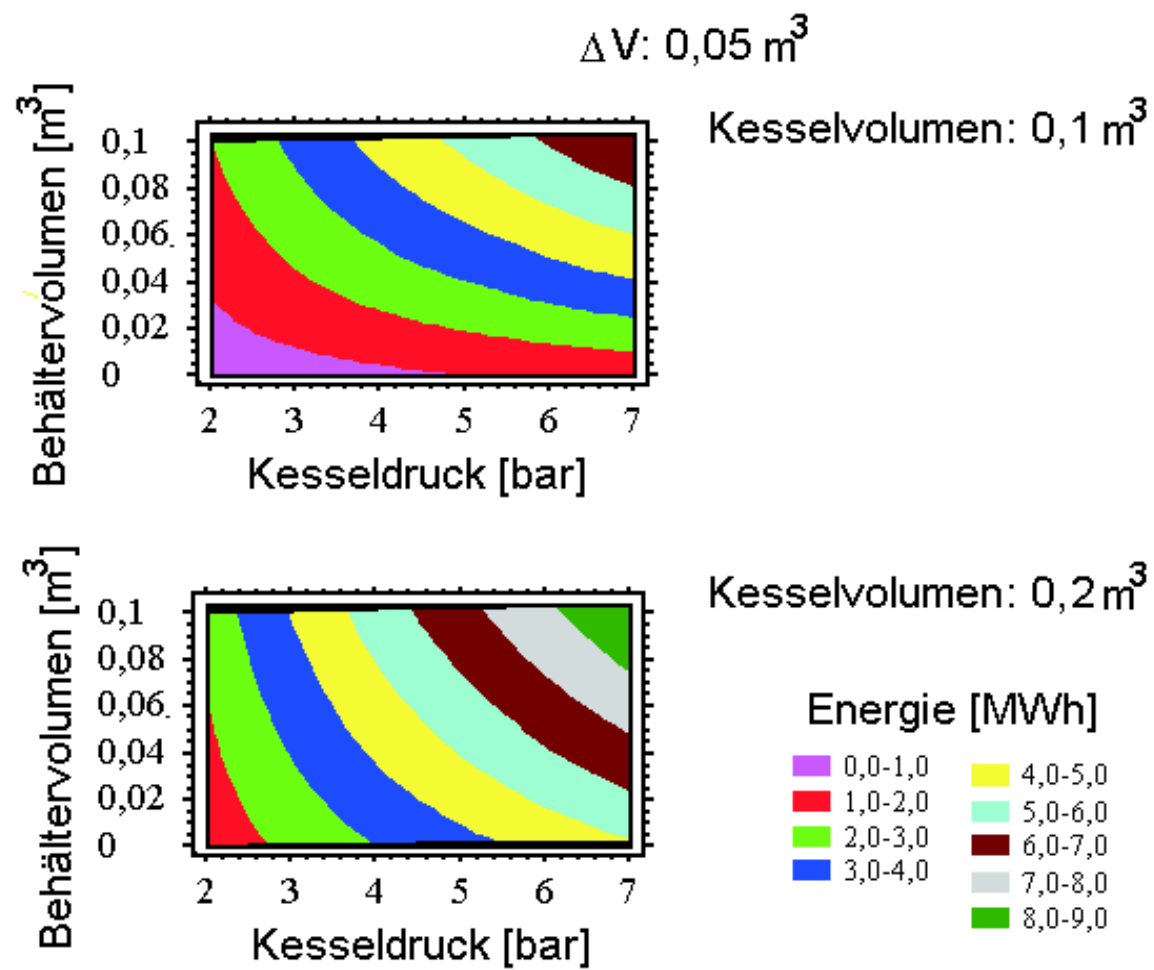


Abb. 6.5: b) Jährlicher Energieverbrauch unter Berücksichtigung des veränderlichen Behältervolumens bei  $\Delta V = 0,05 \text{ m}^3$

Nun geben die bisherigen Resultate lediglich gewisse Informationen über den Ausgleichsdruck bzw. über den Energieverbrauch an. Aussagen über die wichtigen Vorgänge im Behälter fehlen noch. Deshalb soll im Folgenden untersucht werden, inwieweit die Berechnung der geleisteten Arbeit im Behälter von Nutzen ist.

Die verrichtete mechanische Arbeit lässt sich berechnen gemäß

$$W = - \int p dV .$$

$dV$  entspricht im vorliegenden Fall dem veränderlichen Volumen im Behälter. Allerdings stellt sich dabei die Frage, welcher Druck  $p$  als Integrand verwendet werden soll. Denn während der Volumenänderung findet immer noch der Druckausgleich statt, d. h., der wahre Druck  $p$  über der Formstoffsäule bei einem speziellen Wert  $\Delta V$  ist kleiner als der entsprechende Ausgleichsdruck  $p_A$  gemäß Gleichung (6.6). Daraus würde

$$W = - \int p dV \geq - \int p_A dV$$

folgen.

Andererseits wird der Druckausgleich  $p_A$  unabhängig davon berechnet, wie schnell der adiabatische Vorgang abläuft. Deshalb ist es korrekt, auch in Hinblick auf den Aspekt der Energieerhaltung, die Arbeit  $W$  gemäß

$$W = - \int p_A dV \tag{6.9}$$

zu berechnen. Auf der Grundlage dieser Beziehung und Gleichung (6.6) gilt somit

$$\begin{aligned} W &= - \int p_A dV \\ &= - \int_0^{\Delta V} \left( \frac{V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_B^{\frac{1}{\kappa}}}{V_K + V_B + V} \right)^{\kappa} dV \\ &= - \left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_B^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa} \left( \frac{1}{-\kappa + 1} \left( \frac{1}{V_K + V_B + V} \right)^{\kappa-1} \right) \Big|_0^{\Delta V} \\ &= \frac{1}{\kappa - 1} \left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_B^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\kappa} \left[ \left( \frac{1}{V_K + V_B + \Delta V} \right)^{\kappa-1} - \left( \frac{1}{V_K + V_B} \right)^{\kappa-1} \right] \end{aligned} \tag{6.10}$$

Da das System Arbeit verrichtet, nimmt  $W$  negative Werte an.

Unter Einbeziehung der vorher berechneten benötigten Energie  $E$  für das Auffüllen des Kessels, ist es vergleichend sinnvoll, einen Wirkungsgrad zu definieren. Wenn die Prozessbedingungen von 2 Schuss pro Minute mit einer Schießkammerfüllung erhalten bleiben, errechnet sich die für die Volumenänderung aufgebrauchte Arbeit gemäß

$$W_{1min} = \frac{1}{\kappa - 1} \left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^\kappa \left[ \left( \frac{1}{V_K + V_B + \Delta V} \right)^{\kappa-1} - \left( \frac{1}{V_K + V_B} \right)^{\kappa-1} \right] \\ + \frac{1}{\kappa - 1} \left( V_K p_K^{\frac{1}{\kappa}} + (V_B + \Delta V) p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^\kappa \left[ \left( \frac{1}{V_K + V_B + 2\Delta V} \right)^{\kappa-1} - \left( \frac{1}{V_K + V_B + \Delta V} \right)^{\kappa-1} \right].$$

Für den Wirkungsgrad  $\eta_W$ , welcher als Quotient von aufgebrachter Arbeit (Absolutbetrag) und benötigter Kesselauffüllenergie aufgefasst werden soll, ergibt sich unter Beachtung von (6.4) und bei Verwendung von (6.8):

$$\eta_W = \frac{|W_{1min}|}{7,25 V_{zu,n,1min} \cdot 60 s \cdot 1000} \quad \left[ \frac{W_s}{W_s} \right] = [-] \quad (6.11)$$

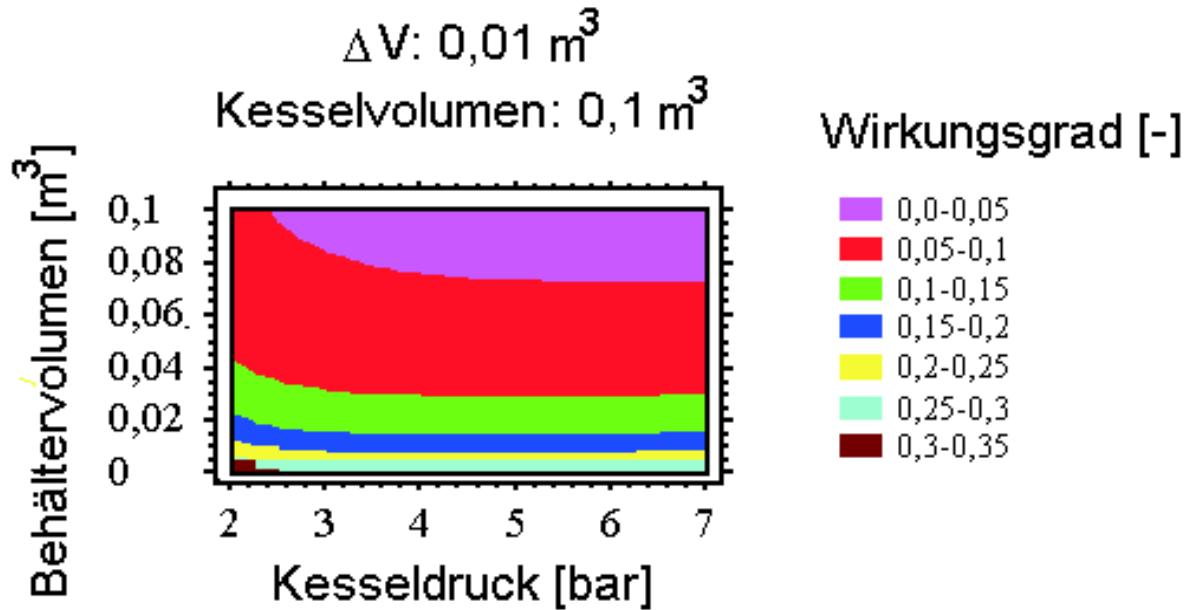


Abb. 6.6: Wirkungsgrad gemäß (6.11)

Jedoch ist diese Art von Wirkungsgrad ohne große Aussagekraft für die praktische Anwendung. In Abbildung 6.6 wird  $\eta_W$  für ein Kesselvolumen von  $0,1 \text{ m}^3$  und  $\Delta V = 0,01 \text{ m}^3$  dargestellt.

Bei all diesen Fällen wird davon ausgegangen, dass stets die gleiche Volumenänderung vollzogen wird, unabhängig von Kesseldruck und Behältervolumen. Insofern ist es nachvollziehbar, dass der Wirkungsgrad mit wachsendem  $V_B$  fällt. Das Gleiche gilt bei wach-

sendem Kesseldruck, wenn auch sehr minimal. D. h., bei einem vorgegebenen  $V_B$  ist der Wirkungsgrad fast unabhängig vom Kesseldruck. Natürlich würde in diesem Fall die Kostenfrage eine Rolle spielen, so dass der kleinst mögliche Kesseldruck zur Anwendung kommen würde. In der Praxis existiert jedoch eine Grenzfunktion, welche festlegt, dass bei einem bestimmten Kesseldruck und einem bestimmten Behältervolumen stets nur ein gewisser maximaler Wert für  $\Delta V$  möglich ist. Dies ist aber abhängig vom Kernformstoff. Der Extremfall wäre, dass bei einem zu groß gewählten Expansionsraumvolumen der theoretische Ausgleichsdruck unter den Atmosphärendruck fallen würde.

Zu erwähnen sei noch, dass bei Vergrößerung von  $V_K$  der Wirkungsgrad fällt und bei Vergrößerung von  $\Delta V$  der entsprechende Wirkungsgrad steigt. Dies ist plausibel, weil im ersten Fall durch Erhöhung der energetischen Ausgangsbedingungen das gleiche Resultat erreicht wird und im zweiten Fall bei gleichen Ausgangsbedingungen ein größerer Volumenzuwachs realisiert wird.

Es ist zu resümieren, dass die Arbeit  $W$  kein geeignetes Kriterium zum Einschätzen pneumatischer Verdichtungsanlagen darstellt. Sie ist eher verwendbar, um das Endresultat zu charakterisieren. Aber der Abschnitt hat einen relativ einfachen Weg aufgezeigt, anhand der Kesselauffüllenergie Aussagen hinsichtlich des Energieverbrauchs einer pneumatischen Verdichtungsanlage zu treffen. Die zu Beginn dieses Abschnitts hergeleiteten Gleichungen ermöglichen es, pneumatische Anlagen relativ einfach hinsichtlich ihres Energieverbrauchs miteinander zu vergleichen und den Einfluss von Volumina und Kesseldruck auf die Energieaufwendung zu berechnen.

Es müssen aber noch Untersuchungen darüber angestellt werden, was auf den Weg zum Druckausgleich in der Schießkammer drucktechnisch abläuft, was eben z. B. der Unterschied zwischen 2 bar und 5 bar Kesseldruck bei gleichem Behältervolumen ist. Diesem Thema wird sich der anschließende Abschnitt widmen.

### **6.2.2 Zeitliche Druckableitung**

Für Aussagen hinsichtlich der Parametereinflüsse auf den Stofftransport ist die zeitliche Druckableitung  $\Pi$  der Luft über der Oberfläche der Kernformstoffsäule als eine relevante Größe anzusehen. Im Gegensatz zu den Resultaten des vorangegangenen Abschnittes würde die zeitliche Entwicklung erkennbar sein.

Es ist jedoch notwendig, bei den folgenden Betrachtungen Vereinfachungen anzunehmen:

1. Reibungsverluste werden vernachlässigt,
2. die Druckluft und die damit verbundene Wirkung ist gleichmäßig auf der Kernformstoffoberfläche in der Schießkammer verteilt, d. h., es wird kein Geschwindigkeitsprofil betrachtet,
3. die Porosität des Kernformstoffes wird vernachlässigt, d. h., es entweicht keine Druckluft in den Kernkasten und
4. eine Rückstoßwelle der Druckluft nach dem Auftreffen auf dem Kernformstoff wird außer acht gelassen.

Sind exakte Ergebnisse gewünscht, insbesondere für Untersuchungen speziell zu den Vorgängen im Kernformstoff, so sind diese Vereinfachungen nicht mehr zulässig.

Das Programm P3 bietet die Möglichkeit, die Druckableitungen zweier Volumina abspeichern zu können, also auch speziell den Anstieg über der Kernformstoffsäule.

In diesem Zusammenhang werden in Anlehnung an die Ausführungen zur Tabelle 6.1 die Drücke  $p_K$ ,  $p_B$  sowie  $\Pi_B$  als Druckableitungen im Volumen  $V_B$  berechnet.

Abbildung 6.7 a) zeigt, dass in allen drei Fällen nahezu der gleiche Ausgleichsdruck erreicht wird. Der erhöhte Wert im Fall  $p_K = 6 \text{ bar}$  ist darauf zurückzuführen, dass in Tabelle 6.1 gerundete Angaben für die Volumina verwendet worden sind.

Da mittlerweile zwei verschiedene Wege aufgezeigt worden sind, wie der Ausgleichsdruck ermittelt werden kann, sollen zum Vergleich die mit dem Computerprogramm berechneten Druckausgleichswerte (Abb. 6.7) und die entsprechenden Druckausgleichswerte gemäß Gleichung (6.1) gegenübergestellt werden. In Tabelle 6.2 wird dies unter Berücksichtigung von  $\kappa = 1,14$  dargestellt.

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass bei der Berechnung mit dem Computerprogramm bei einem Druckunterschied von  $10^{-4}$  zwischen den Drücken in den einzelnen Volumina<sup>2)</sup> der Rechenvorgang abgebrochen wird, kann festgestellt werden, dass der theoretische Druckausgleichswert nach Gleichung (6.1) durch die computerberechneten

---

<sup>2)</sup>Dazu werden die Werte auf die 4. Stelle nach dem Komma gerundet.

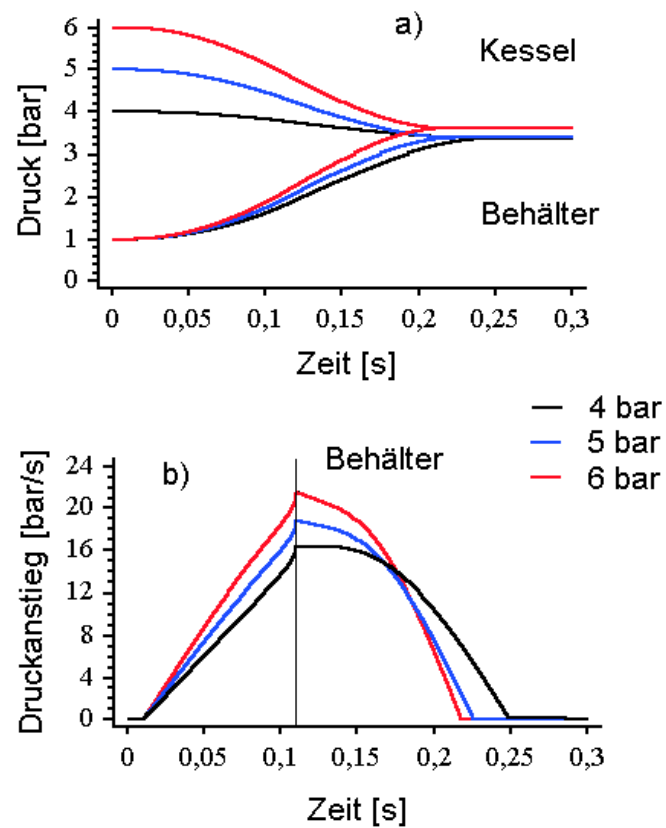


Abb. 6.7: Berechnung der Drücke und der Druckableitungen gemäß Tabelle 6.1

$p_K$ in <i>bar</i>	$V_K$ in $m^3$	$p_A$ gemäß (6.1) in <i>bar</i>	Berechneter Druck in <i>bar</i> gemäß P3	
			Behälter	Kessel
4	0,2	3,36491	3,36478	3,36494
5	0,08	3,379	3,378923	3,379056
6	0,06	3,6065	3,60644	3,606556

Tabelle 6.2: Vergleich der auf unterschiedlichen Wegen berechneten Ausgleichsdrücke

Werte sehr genau wiedergegeben wird.

Außer der schon diskutierten Materialeinsparung bei steigendem Druck ist aus Abbildung 6.7 b) ersichtlich, dass auch das Maximum des Druckgradienten bei einem größeren Kesselausgangsdruck im Behälter anwächst, obwohl das Kesselvolumen kleiner wird. Die Schlussfolgerung, den Kessel weiter zu verkleinern und den Druck dementsprechend zu vergrößern ist praktisch ohne Bedeutung, weil das Drucknetz in den Gießereien meist mit 6 bar Absolutdruck als oberen Grenzwert auskommen muss.

Bei den Berechnungen sind jeweils die gleichen Ventileinstellungen verwendet worden. Dabei hat der Öffnungsprozess bei 0,01 s begonnen und hat 0,1 s gedauert. Ist der Öffnungsprozess beendet, entsteht bei der Druckableitung eine Unstetigkeit, welche durch die vertikale Linie in Abbildung 6.7 b) verdeutlicht wird. Dies ist auf die Unstetigkeit des Ventilöffnungsprozesses zurückzuführen, der als lineare Funktion bzgl. der Weg-Zeit-Abhängigkeit angenommen wurde. Das Ventil als Einflussgröße auf den Druckgradienten soll später in einem speziellen Abschnitt noch behandelt werden.

In Abbildung 6.5 wird verdeutlicht, inwieweit der jährliche Energieverbrauch von Druck- und Volumenparametern abhängig ist. Abbildung 6.8 zeigt die Abhängigkeit des maximalen Druckgradienten von diesen Einflussgrößen. Dabei wird angenommen, dass die Volumenänderung im Behälter eintritt, wenn im Behälter ein Druckgradient von  $1 \text{ bar/s}$  erreicht wird. Die Veränderung des Volumens erfolgt gemäß einer linearen Weg-Zeit-Abhängigkeit, wobei in den Fällen  $\Delta V = 0,01 \text{ m}^3$  und  $\Delta V = 0,05 \text{ m}^3$  die Kernformstoffoberfläche einen Weg von  $0,2 \text{ m}$  zurücklegt.

Folgende plausible Zusammenhänge sind daraus ersichtlich:

Der maximale Druckgradient  $\Pi_B^M$  vergrößert sich

- bei einer Verkleinerung von  $\Delta V$ ,
- bei einer Verkleinerung des Behältervolumens und
- bei einer Vergrößerung des Ausgangskesseldrucks.

Gleiches gilt bei Vergrößerung des Kesselvolumens. Die beiden ersten Punkte laufen konform damit, wenn es um die Einsparung der Energie geht. Jedoch trifft dies nicht



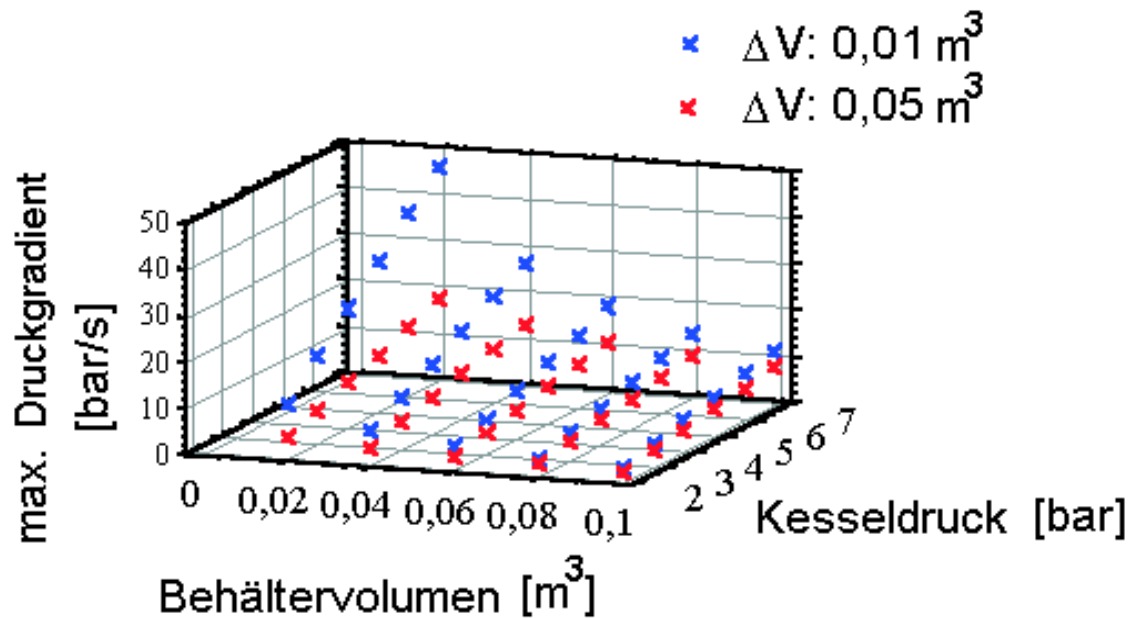


Abb. 6.8: Maximale Druckgradienten bei unterschiedlichem Kesselausgangsdruck, Behältervolumina und Volumenänderung

für den Kesseldruck zu. Energiekosten bzgl. des Kesselauffüllens spart man ein, wenn der anfängliche Kesseldruck so klein wie möglich gehalten wird. Damit wird aber der maximale Druckgradient verkleinert, was sich letztendlich auf die Kernqualität negativ auswirken kann. Gleiches würde auch für das Kesselvolumen gelten.

Neben den Energiekosten ist Zeitersparnis von Bedeutung. Es stellt sich also nicht nur die Frage, wie groß der maximale Druckgradient wird, sondern auch, wann dieser erreicht wird. Ein höherer Kesseldruck liefert zwar einen höheren  $\Pi_B^M$ -Wert, aber es dauert auch entsprechend länger, bis dieser sich entwickelt hat.

Der in diesem Beispiel berechnete Druckgradient  $\Pi_B^M$  ist nur als Vergleichswert anzusehen, da dieser Wert auch davon abhängig ist, wann die Volumenänderung eintritt. Wäre die Bedingung 1 bar/s größer gewählt worden, so wäre auch der maximale Druckgradient größer geworden.

Technologisch gesehen ist  $\Delta V$  in der Regel festgelegt, weil durch den Kernkasten bestimmt. Allerdings kann man mit dem Programm P3 nachprüfen, wie groß der maximale Druckgradient nach einer bestimmten Anzahl von Kernschüssen ist. Für den Fall

$V_B = 0,02 m^3$  und  $\Delta V = 0,01 m^3$  fällt der maximale Druckgradient beim zweiten Schuss im Vergleich zum ersten Schuss auf 75 % herab. Das heißt, auch die Anzahl der Schüsse mit einer Kernformstofffüllung darf nicht unberücksichtigt bleiben.

Das Behältervolumen bzw. das Expansionsraumvolumen sollte schon aus Gründen der Materialeinsparung so klein wie möglich gehalten werden.

### 6.2.3 Beispiel HSP

Bezugnehmend auf den Abschnitt 5.4 soll der Energieverbrauch für das Kesselauffüllen und die Druckgradientenentwicklung in der Schießkammer (Expansionsraum) für die vier betrachteten Ventilöffnungszeiten der HSP-Anlage aufgezeigt werden.<sup>3)</sup>

Für die Berechnung der Energie benötigt man den Ausgleichsdruck  $p_A$ , den Anfangsbehälterdruck  $p_n$ , den Kesseldruck  $p_K$ , das Behältervolumen  $V_B$  und das Kesselvolumen  $V_K$ . Bekannt sind  $V_K = 1500 dm^3$  sowie  $p_K = 6 bar$  und  $p_n = 1 bar$ .

Der Ausgleichsdruck ist abhängig von der Ventilöffnungszeit und entspricht unter dem Gesichtspunkt der Energiebilanzberechnung demjenigen Kesseldruck, welcher sich nach dem Schließen des Ventils einstellt. Da der Druckgradient unter Verwendung des Programms P3 berechnet wird, erhält man auf diesem Weg auch den gesuchten Wert des Kesseldrucks. Unter Verwendung von Gleichung (6.1) kann daraus das dazu äquivalente Behältervolumen berechnet werden. Anhand der Gleichungen (6.2) und (6.5) kann die Energie, hier speziell nur für einen einzigen Auffüllvorgang (in der Minute), berechnet werden. Die Resultate sind in Tabelle 6.3 dargestellt.

Ventilöffnungs- zeit [s]	Ausgleichs- druck [bar]	Behälter- volumen [dm <sup>3</sup> ]	Energie- aufwand [kWh]
0,5	5,02	297	61,5
0,8	4,86	359	72,6
1,0	4,76	400	79,7
1,5	4,52	508	97,3

Tabelle 6.3: Energieaufwendung für ein einmaliges Kesselauffüllen

---

<sup>3)</sup>Es werden die dort erwähnten Zeiten 0,5, 0,8, 1 und 1,5 Sekunden verwendet. Man beachte aber, dass diese Zeiten nicht diejenigen sind, die in den Versuchen tatsächlich realisiert worden sind!

Es ist, wie nicht anders zu erwarten, ein Ansteigen des Energieaufwandes bei einer längeren Ventilöffnungszeit zu beobachten. Bereits bei einer Öffnungszeit von  $0,5\text{ s}$  erfolgt ein Druckausgleich, so dass längere Öffnungszeiten einen unnötigen Energieverbrauch bewirken. Allerdings fehlen Aussagen dahingehend, ob ein kleinerer Energieaufwand sich nicht negativ auf die Druckentwicklung in der Schießkammer auswirkt.

Jedoch kann man anhand der Druckgradientenverläufe, vergleiche Abbildung 6.9, viel bessere und eindeutigere Erkenntnisse gewinnen.

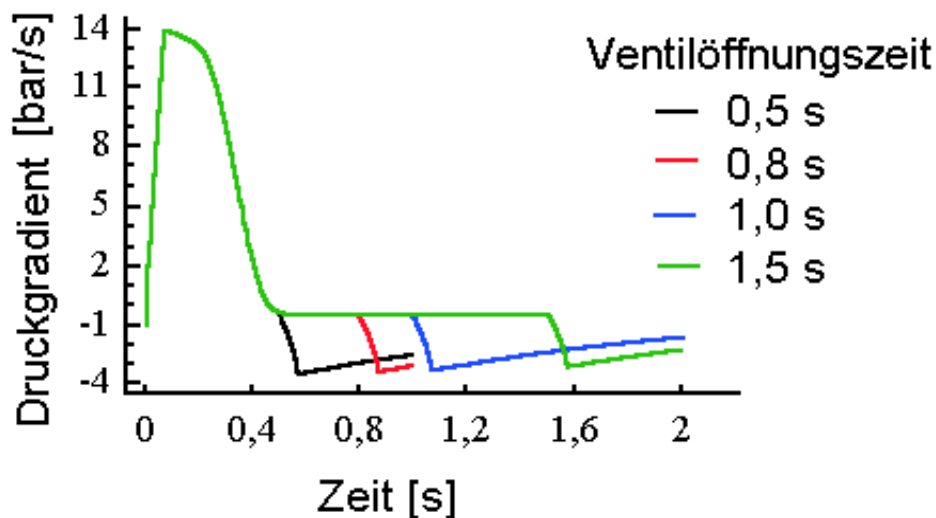


Abb. 6.9: Druckgradientenverlauf im Expansionsraum

Alle vier Ventilöffnungszeiten liefern anfangs den gleichen Verlauf der Druckgradientenkurve. Und viel wichtiger: das Maximum ist in allen vier Fällen das gleiche. Somit folgt, dass eine Ventilöffnungszeit von  $0,5\text{ s}$  vollkommen ausreicht, um den maximalen Druckgradienten unter den gegebenen Bedingungen wie Volumina und Kesseldruck, zu realisieren. Mehr noch: das Maximum wird bei ca.  $0,1\text{ s}$  erreicht, d. h., die Ventilöffnungszeit kann dahingehend sogar noch verkleinert werden.

Fazit: Während die Energiebetrachtung nur Aussagen über den Vorgang im energetischen Sinne zulässt, ohne also auf die Wirkung einzugehen, können anhand des Verlaufs des Druckgradienten konkretere Schlussfolgerungen über die Wirkung des Druckes in den einzelnen Volumina getroffen werden.

## 6.3 Parametereinflüsse

### 6.3.1 Volumina und Kesseldruck als Einflussgrößen

Die Ergebnisse des letzten Abschnitts haben ergeben, dass der maximale Druckgradient im Behälter steigt, wenn

- der Ausgangskesseldruck  $p_k^0$  größer gewählt wird oder
- das Behältervolumen  $V_B$  kleiner gewählt wird oder
- das Kesselvolumen  $V_K$  größer gewählt wird.

Es stellt sich aber die Frage, wie stark diese Parameter die Entwicklung des Druckgradienten beeinflussen.

Um dies zu untersuchen, sollen Berechnungen angestellt werden, bei denen diese drei Parameter je 4 verschiedene Werte annehmen, d. h., es erfolgen insgesamt 64 Rechnungen mit dem Programm P3.

Für den Durchflusskoeffizienten  $\mu_V$  wird 0,8 verwendet. Das Ventil besitzt eine Rechtecköffnung  $A_V = 0,456 \text{ dm}^3$  mit einer Gesamthöhe von  $h = 0,76 \text{ dm}$ . Die Phase des Öffnungsprozesses dauert 0,01 s, als Weg-Zeit-Modell kommt  $D_0$  zur Anwendung.

Die zu variierenden Parameter sollen folgende Werte annehmen:

$$p_k^0 \text{ in [bar]} : \quad 4; 5; 6; 7 \quad (\text{absolut})$$

$$V_K \text{ in [l]} : \quad 500; 1000; 1500; 2000$$

$$V_B \text{ in [l]} : \quad 50; 200; 350; 500$$

Für die Auswertung der Ergebnisse ist das Rechnerprogramms „Statgraphics 4.1“ herangezogen worden.

Unter Verwendung des Statgraphics-Moduls zur statistischen Versuchsplanung gelangt man zu dem Resultat, dass lediglich die Faktoren  $p_k^0$ ,  $V_B$  und  $p_k^0 V_B$  signifikant bzgl.  $\Pi_B^M$  sind, wobei  $V_B$  den größten Einfluss ausübt. D. h., dass das Kesselvolumen  $V_K$  nur eine untergeordnete Rolle als Parameter spielt.

In Abbildung 6.10 wird der mittels „Statgraphics“ ermittelte Einfluss graphisch wiedergegeben. Die vertikale Linie stellt dabei die Grenze bzgl. der Signifikanz dar. Verlaufen

die Balken rechts über die vertikale Linie hinaus, sind die entsprechenden Faktoren signifikant innerhalb eines Konfidenzintervalls von 95 %. (Die anderen Kombinationen sind nicht mit dargestellt, da sie einen noch kleineren Einfluss als  $V_K$  ausüben.)

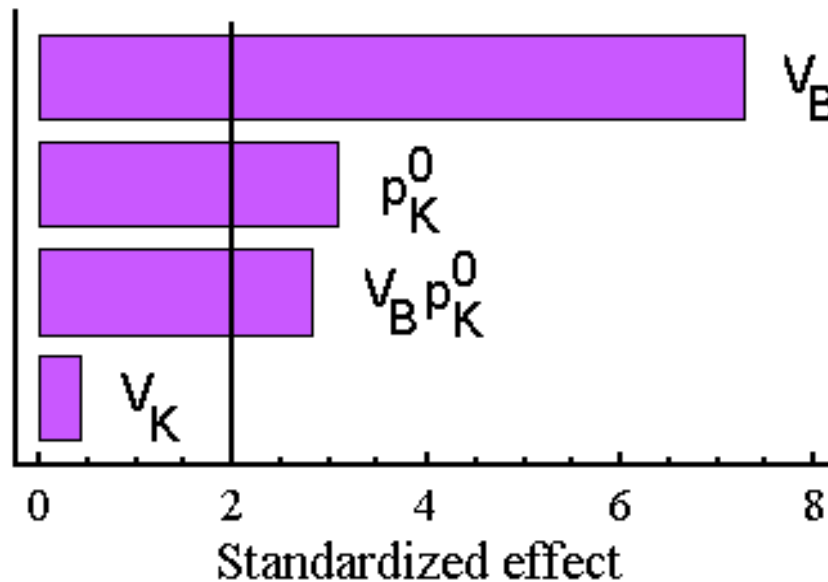


Abb. 6.10: Einfluss der Parameter auf  $\Pi_B^M$

„Statgraphics“ bietet auch die Möglichkeit zur „Multiplen Regression“. Zusätzlich zu den drei signifikanten Faktoren hat sich unter Verwendung dieses Moduls herausgestellt, dass zur Darstellung von  $\Pi_B^M$  der Quotient  $\frac{p_K^0}{V_B}$  ebenfalls eine entscheidende Rolle spielt. Die durch „Statgraphics“ erstellte Beschreibung gemäß

$$\Pi_B^M = -12,502 + 1,46254 p_K^0 + 0,0299325 V_B - 0,00469449 p_K^0 V_B + 1115,62 \frac{p_K^0}{V_B} \quad (6.12)$$

$p_K^0$	$V_B$	$\Pi_B^M$
bar	l	bar/s

liefert ein Bestimmtheitsmaß von 99,86 %. (Ohne den zusätzlichen Quotienten liegt dieser Wert bei ca. 74 % .)

In Abbildung 6.11 wird veranschaulicht, inwieweit die durch P3 berechneten maximalen Druckgradienten mit den Werten gemäß Gleichung (6.12) übereinstimmen. Optimal

wäre, wenn alle Punkte auf der Geraden  $y(x) = x$  liegen würden.

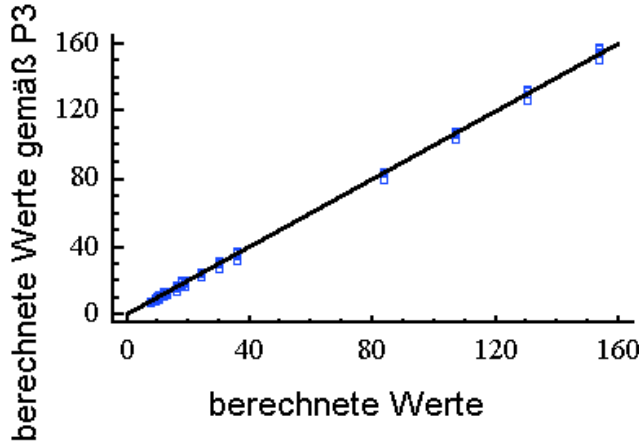


Abb. 6.11: Vergleich der mittels P3 und der mittels Gleichung (6.12) berechneten maximalen Druckgradienten

(6.12) nach  $V_B$  bzw.  $p_K^0$  differenziert wird und bewiesen wird, dass die jeweilige Ableitung kleiner Null bzw. größer Null in den verwendeten Bereichen ist, woraus fallendes bzw. steigendes Monotonieverhalten von  $\Pi_B^M$  folgt.

Es stellt sich allerdings die Frage, inwieweit es möglich ist, Aussagen über  $\Pi_B^M$  zu treffen, ohne das Programm P3 heranzuziehen. Deshalb soll im Folgenden untersucht werden, ob es möglich ist, analytisch exakte und einfache Beziehungen bzgl. des maximalen Druckgradienten herzuleiten. Als Grundlage dafür dient die bereits besprochene Differentialgleichung

$$\Pi_B(t) = \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}} \kappa p_B(t)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \frac{A_V(t)}{V_B} \mu_V \Psi_V(t) \sqrt{2 p_K(t)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} . \quad (6.13)$$

Zunächst soll der Druckgradient abgeschätzt werden. Es ist offensichtlich, dass  $\Pi_B$  unter den vorliegenden Bedingungen stets größer/gleich Null ist. Des weiteren sind die Flächenfunktion  $A_V(t)$  und die Durchflussfunktion  $\Psi_V(t)$  beschränkt, so dass gilt

$$\Pi_B(t) \leq \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}} \kappa} A_{V,max} \Psi_{V,max} \mu_V \sqrt{2} \frac{p_B(t)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_B} \sqrt{p_K(t)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} . \quad (6.14)$$

Folglich verbleibt nur noch der Bestandteil

Die Beziehung (6.12) zur Berechnung von  $\Pi_B^M$  spiegelt auch den Einfluss der Parameter wider, der zu Beginn dieses Abschnitts bereits erwähnt worden ist. So führt innerhalb der betrachteten Bereiche ein wachsendes Behältervolumen zur Verringerung des Druckgradienten, ein wachsender Kesseldruck  $p_K^0$  zur Vergrößerung des Gradienten.

Das kann rechnerisch nachgewiesen werden, indem die Gleichung

$$R(t) = \frac{p_B(t)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_B} \sqrt{p_K(t)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}},$$

der abgeschätzt werden muss. Die einfachste Möglichkeit, um dies zu realisieren, besteht darin, die Drücke durch  $p_K^0$  zu ersetzen, d.h.

$$R(t) \leq \frac{(p_K^0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_B} \sqrt{(p_K^0)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} = \frac{(p_K^0)^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}}{V_B} = R_1.$$

Jedoch kann  $R(t)$  mittels Extremwertbestimmung präziser abgeschätzt werden, wobei der Extremwert in Abhängigkeit vom Kesseldruck bestimmt werden kann, da bei einem System mit zwei Volumina

$$p_B(t) = \left[ \frac{V_K}{V_B} \left( (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} - p_K(t)^{\frac{1}{\kappa}} \right) + p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right]^{\kappa}$$

gilt. Infolgedessen lässt sich  $R(t)$  als Funktion von  $p_K$  darstellen

$$R(p_K) = \left[ \frac{V_K}{V_B} \left( (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} - p_K^{\frac{1}{\kappa}} \right) + p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right]^{\kappa-1} \frac{p_K^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}}{V_B}. \quad (6.15)$$

Wird  $R(p_K)$  nach  $p_K$  differenziert, erhält man

$$\begin{aligned} \frac{dR(p_K)}{dp_K} &= (\kappa-1) \left[ \frac{V_K}{V_B} \left( (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} - p_K^{\frac{1}{\kappa}} \right) + p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right]^{\kappa-2} \left( -\frac{V_K}{\kappa V_B} p_K^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \frac{p_K^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}}{V_B} \\ &\quad + \left[ \frac{V_K}{V_B} \left( (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} - p_K^{\frac{1}{\kappa}} \right) + p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right]^{\kappa-1} \frac{\kappa+1}{2\kappa} \frac{p_K^{\frac{1-\kappa}{2\kappa}}}{V_B}. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Zur Ermittlung der Extremstelle  $p_{K,ex}$  (Druck im Kessel, bei welchem die Funktion  $R$  und damit der Druckgradient im Behälter sein Maximum annimmt. ) wird die Gleichung (6.16) Null gesetzt. Wegen

$$p_B(p_K)^{\frac{1}{\kappa}} = \left[ \frac{V_K}{V_B} \left( (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} - p_K^{\frac{1}{\kappa}} \right) + p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right] > 0 \quad (6.17)$$

und der Tatsache, dass  $\kappa > 1$  sowie  $p_K(t) > 0$  gelten, erhält man nach entsprechenden äquivalenten Umformungen

$$p_{K,ex}^{\frac{1}{\kappa}} V_K (1 - 3\kappa) + (\kappa+1) \left[ V_K (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right] = 0$$

bzw.

$$p_{K,ex}^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{(\kappa + 1) \left[ V_K (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right]}{(3\kappa - 1) V_K} = \frac{(\kappa + 1) (V_K + V_B)}{(3\kappa - 1) V_K} p_A^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (6.18)$$

wobei  $p_{K,ex}$  stets die Bedingung (6.17) erfüllt. Wird  $p_{K,ex}$  gemäß Gleichung (6.18) in Gleichung (6.15) eingesetzt, ergibt dies aufgrund der Extremstelleneigenschaften

$$\begin{aligned} R(p_K) &\leq R(p_{K,ex}) \\ &= \frac{[2(\kappa - 1)]^{\kappa-1} (\kappa + 1)^{\frac{\kappa+1}{2}}}{(3\kappa - 1)^{\frac{3\kappa-1}{2}}} \frac{1}{V_K^{\frac{\kappa+1}{2}} V_B^{\kappa}} \left( V_K (p_K^0)^{\frac{1}{\kappa}} + V_B p_n^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{\frac{3\kappa-1}{2}} \\ &= \frac{[2(\kappa - 1)]^{\kappa-1} (\kappa + 1)^{\frac{\kappa+1}{2}} (V_K + V_B)^{\frac{3\kappa-1}{2}}}{(3\kappa - 1)^{\frac{3\kappa-1}{2}} V_K^{\frac{\kappa+1}{2}} V_B^{\kappa}} p_A^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}} \\ &= R_2. \end{aligned} \quad (6.19)$$

Allerdings existieren in der Praxis zwei Grenzen. Die obere Schranke ist der Kesseldruck, d. h.

$$p_{K,ex} \leq p_K^0.$$

Diese Bedingung wird erfüllt, wenn die Ungleichung

$$\frac{V_B}{V_K} \leq 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \left( \frac{p_K^0}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6.20)$$

gilt (Herleitung unter Verwendung von (6.18)). Wird diese Ungleichung verletzt, muss  $p_K$  durch  $p_K^0$  abgeschätzt werden, d. h.

$$R(p_K) \leq R(p_K^0) = p_n^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \frac{(p_K^0)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}}{V_B} = R_3. \quad (6.21)$$

Tritt der Fall ein, dass die Ungleichung (6.21) zur Anwendung gelangt, würde eine Vergrößerung des Behältervolumens  $V_B$  dazu führen, dass sich  $R_3$  umgekehrt proportional zu  $V_B$  entwickelt, und somit indirekt auch der maximale Druckgradient fällt. Eine Verkleinerung des Kesselvolumens wiederum würde unter diesen Umständen keinen Einfluss auf den Schätzwert ausüben.

Eine untere Schranke ist der Ausgleichsdruck  $p_A$  als kleinst möglich eintretender Druck im Kessel, d.h.

$$p_{K,ex} \geq p_A.$$



Diese Bedingung wird erfüllt, wenn

$$\frac{V_B}{V_K} \geq 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \quad (6.22)$$

gilt. Anderenfalls muss  $p_K$  durch  $p_A$  abgeschätzt werden, d. h.

$$R(p_K) \leq R(p_A) = \frac{p_A^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}}{V_B} = R_4. \quad (6.23)$$

Es ist zu bemerken, dass die Verletzung der Ungleichung (6.22) unabhängig von der Wahl des Ausgangskesseldrucks  $p_K^0$  ist. Kommt  $R_4$  zum Tragen, so hat man die bereits erwähnten Abhängigkeiten, d. h., mit wachsendem Kesselausgangsdruck bzw. Kesselvolumen nimmt auch der Schätzwert zu (vergleiche dazu die Definition von  $p_A$ ).

Wegen  $p_K^0 \geq p_n$  stellen die Ungleichungen (6.20) und (6.22) keinen Widerspruch dar, d. h.,  $R_2$  gemäß Beziehung (6.19) ist nur dann zu verwenden, wenn

$$2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} < \frac{V_B}{V_K} \leq 2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \left( \frac{p_K^0}{p_n} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

erfüllt wird.

Es ist natürlich von Interesse zu wissen, inwieweit die Schätzwerte die berechneten Druckgradienten wiedergeben. Als Grundlage sollen die bereits 64 berechneten maximalen Druckgradienten herangezogen werden. Unter Verwendung der gleichen Ausgangsparameter ergibt sich für das Produkt der konstanten Faktoren ( $A_{V,max} = 0,456 \text{ dm}^2$ ,  $\Psi_{V,max} = 0,485$ ,  $\mu_V = 0,8$ ,  $\kappa = 1,41$ ,  $\nu_n = 833 \text{ dm}^3/\text{kg}$ ,  $p_n = 1 \text{ bar}$ ) aus der Ungleichung (6.14) ein Zahlenwert von 10182, wobei berücksichtigt worden ist, dass das Ergebnis  $\text{bar/s}$  sein soll und in die Funktion  $R(p_K)$  die Drücke mit der Einheit  $\text{bar}$  und die Volumina mit der Einheit  $\text{dm}^3$  eingesetzt werden.

Unter Verwendung der entsprechenden Abschätzungen (6.19), (6.21) bzw. (6.22) kann eine obere Schranke für  $\Pi_B^M$  berechnet werden. Die so ermittelten Resultate sind in Abbildung 6.12 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die kleinen Werte von  $\Pi_B^M$  besser dargestellt werden als die größeren. Es sind eigentlich 4 Verlaufslinien zu beobachten, welche durch das verwendete

Das Verhältnis zwischen den mit P3 berechneten und den abgeschätzten Werten bewegt sich bei diesen Betrachtungen zwischen 0,85 und 1,0, wobei die kleinen Relativwerte durch die Beispiele mit großem Behältervolumen  $V_B$  hervorgerufen werden.

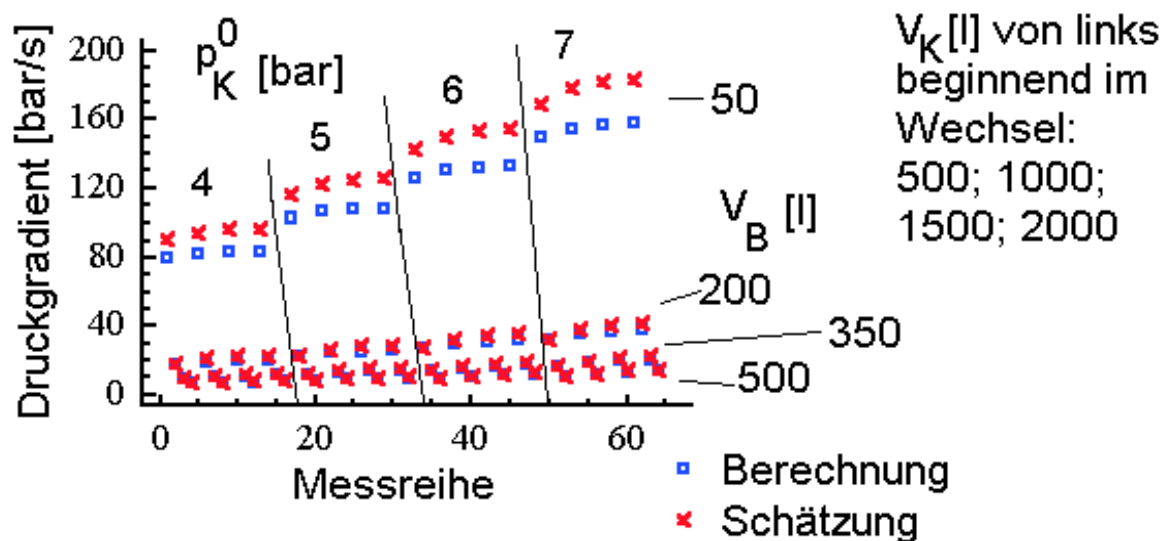


Abb. 6.12: Vergleich der durch P3 ermittelten Druckgradienten mit den abgeschätzten Werten

Grundsätzlich ist aber zu beachten, dass  $\Pi_B^M$  in einer Phase realisiert werden kann, in welcher die Durchflussfunktion nicht mehr konstant ist. Der Versuch, die zeitveränderliche Durchflussfunktion mit in die Extremwertbetrachtungen einzubeziehen ist insofern ohne Erfolg gekrönt, weil die Gleichung zur Bestimmung des Extremwertes nicht mehr nach dem Druck auflösbar ist.

Ein weiterer Punkt, der zu beachten ist, besteht darin, dass die Flächenfunktion sich erst zum Maximum entwickeln muss, d. h., die durch  $R_3$  und damit mit  $p_K^0$  abgeschätzten Werte werden stets zu groß sein, da  $A_{V,max}$  erst dann zur Verfügung stehen wird, wenn der Kesseldruck kleiner als  $p_K^0$  ist. Anhand der Schätzfunktionen folgt aber auch, dass ein sich schnell öffnendes Ventil stets positive Auswirkungen auf  $\Pi_R^M$  haben wird.

Die hier durchgeführten Vergleichsrechnungen sind unter Beibehaltung der Ventileigenschaften erfolgt. Bei Veränderung der Ventileigenschaften werden sich je nach Art der Variation der Schätzwert und der berechnete Wert einander annähern bzw. entfernen. So

ist es unter bestimmten Umständen möglich, dass ein sich sehr langsam öffnendes Ventil zu einem kleinen  $\Pi_B^M$ -Wert führt. Dies kann jedoch durch die Schätzfunktion nicht mit berücksichtigt werden.

### 6.3.2 Ventil als Einflussgröße

Ventile üben einen großen Einfluss auf die Entwicklung des Druckverlaufs über der Formstoffsäule aus. Es ist leicht nachvollziehbar, dass eine größere Ventilöffnungsgeschwindigkeit auch einen größeren Druckgradienten zur Folge haben wird. Es stellt sich aber auch die Frage, inwieweit Größe bzw. Geometrie der Ventile den Anstieg beeinflussen.

Um bei den Untersuchungen eine gleiche Ausgangsbasis zu besitzen, sollen im Folgenden  $V_K = 200\text{ l}$ ,  $V_B = 50\text{ l}$  und  $p_k^0 = 0,5\text{ MPa} = 5\text{ bar}$  gelten.

Aufgrund der Tatsache, dass im Kapitel 5 die Ventile überwiegend durch das Weg-Zeit-Modell  $D_0$  beschrieben werden konnten, soll dieses Modell zunächst auch zur Anwendung gelangen. Als Geometrien sollen vergleichend GI und GII herangezogen werden.

Zu Beginn der Untersuchungen sollen die durchschnittliche Ventilöffnungsgeschwindigkeit  $\bar{v}$  und die Höhe des Ventils  $h$  variiert werden. Da bei der Geometrie GII die Höhe gleich dem Durchmesser ist, ist die Form eindeutig bestimmt. Bei der Geometrie GI steht hingegen die Frage, ob die Breite der Ventilöffnung ebenfalls variiert werden soll. Deshalb wird die Fläche als konstant vorgegebene Größe mit berücksichtigt, d. h., die Breite  $a$  des Ventils im Fall GI ergibt sich eindeutig aus

$$a = \frac{A_V}{h} = \pi \left( \frac{h}{2} \right)^2 \frac{1}{h} = \pi \frac{h}{4}.$$

Ausgewertet werden soll der maximale Druckgradient  $\Pi_B^M$ , der Zeitpunkt  $t_B^M$  des Auftretens des maximalen Druckgradienten, die Dauer bis zum Druckausgleich  $t_{p_A}$ , die zum Zeitpunkt  $t_B^M$  geöffnete Ventilfläche  $A_B^M$  und die genutzte Ventilfläche  $A_{p_A}$  zum Zeitpunkt des Druckausgleichs.

Die berechneten Werte unter Benutzung von P3 sind in Tabelle 6.4 aufgelistet. Die wichtigsten Folgerungen, die sich daraus ableiten lassen, lauten:

- Bei einer Ventilhöhe von  $0,2\text{ dm}$  haben die hier aufgezeigten Geschwindigkeitsänderungen keinerlei Einfluss auf den maximalen Druckgradienten.  $\Pi_B^M$  wird dabei erst

$h$ [dm]	$\bar{v}$ [dm/s]	$T = \frac{h}{\bar{v}}$ [s]	Geometrie [—]	$\Pi_B^M$ [bar/s]	$t_B^M$ [s]	$t_{p_A}$ [s]	$A_B^M$ [%]	$A_{p_A}$ [%]
0,2	0,5	0,40	GI	6,578	0,456	0,797	100,00	100,00
			GII	6,578	0,457	0,798	100,00	100,00
	1,5	0,13	GI	6,578	0,322	0,664	100,00	100,00
			GII	6,578	0,323	0,663	100,00	100,00
	2,5	0,08	GI	6,578	0,297	0,637	100,00	100,00
			GII	6,578	0,296	0,637	100,00	100,00
0,5	0,5	1,00	GI	14,295	0,420	0,511	37,55	51,64
			GII	15,982	0,460	0,539	42,05	57,76
	1,5	0,33	GI	26,652	0,206	0,258	68,14	88,01
			GII	29,602	0,210	0,261	74,66	93,93
	2,5	0,20	GI	33,530	0,150	0,197	85,35	100,00
			GII	36,070	0,148	0,196	89,97	100,00
1	0,5	2,00	GI	15,313	0,412	0,494	10,11	14,28
			GII	15,588	0,526	0,603	10,43	15,03
	1,5	0,67	GI	31,009	0,200	0,242	20,63	29,07
			GII	33,491	0,236	0,276	22,75	33,09
	2,5	0,40	GI	42,890	0,142	0,179	28,03	41,57
			GII	47,317	0,162	0,188	31,57	44,08

Tabelle 6.4: Berechnete Werte bei Variation verschiedener Ventilparameter

realisiert, wenn das Ventil bereits vollständig geöffnet ist. Daraus ist zu schlussfolgern, dass die Öffnung zu klein ist, so dass keine ungehinderte Druckentwicklung stattfinden kann.

- Innerhalb einer Geometrie liefern eine größere Ventilhöhe (und damit eine größere Ventilfläche) bei gleichen Durchschnittsgeschwindigkeiten einen größeren Druckgradienten. Dies ist damit zu erklären, dass nach einer gleichen Zeitspanne jeweils eine größere Fläche für den Prozess des Druckausgleiches zur Verfügung steht.<sup>4)</sup> Die tatsächlich genutzte Fläche zum Zeitpunkt  $t_B^M$  bzw.  $t_{pA}$  nimmt dabei ab. Dieser Effekt ist in der Regel auch bei Erhöhung der Durchschnittsgeschwindigkeit bei gleichbleibender Höhe zu beobachten.
- Im direkten Vergleich der beiden verwendeten Geometrien schneidet GII besser ab. Dies liegt darin begründet, dass bei der Kreisöffnung der Durchmesser größer ist als die Breite des entsprechend verwendeten Rechtecks. Zwar tritt der Effekt des maximalen Druckgradienten bei der Geometrie GII überwiegend etwas später auf als bei der Geometrie GI, aber dafür sind  $\Pi_B^M$  und die dabei geöffnete Fläche größer. Insofern ist bei gleicher Fläche die Geometrie GII gegenüber der Variante GI zu bevorzugen. Sobald aber die Breite der Rechtecköffnung vergrößert werden kann, trifft diese Behauptung nicht mehr zu, was später noch Thema der Untersuchungen sein wird.
- Wie die ersten Beispiele zeigen, ist eine 100 % ige Ausnutzung der Fläche zum Zeitpunkt des maximalen Anstiegs sehr unvorteilhaft. Es ist aber anzustreben, dass zum Zeitpunkt des Druckausgleichs das Ventil vollständig geöffnet ist. Ansonsten würde dies bei einer 80 % igen Auslastung der Ventilfläche bedeuten, dass die restlichen 20 % überflüssig sind, d. h., dass das Ventil zu groß dimensioniert worden ist. Unter diesen Gesichtspunkten wäre nach Tabelle 6.4 eine Höhe von  $h = 0,5 \text{ dm}$  und eine Durchschnittsgeschwindigkeit  $\bar{v} = 2,5 \frac{\text{dm}}{\text{s}}$  zu bevorzugen.

Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass solche Aussagen nur zutreffen, wenn der maximal zum Einsatz kommende Kesseldruck in die Berechnungen einfließt, da dieser Zustand aufgrund des größeren Druckgefälles auch den größten Druckgradienten liefert, der allerdings zu einem späteren Zeitpunkt eintritt.

---

<sup>4)</sup>Wie später allerdings noch gezeigt werden wird, ist diese Aussage nicht allgemeingültig, d. h., unter bestimmten Voraussetzungen nimmt der maximale Druckgradient bei wachsender Ventilhöhe wieder ab.

Im vorangegangenen Fall ist angenommen worden, dass Gesamtfläche und Höhe des Ventils bei beiden Geometrien gleich bleiben. Im Folgenden soll die Beschränkung der Fläche dahingehend aufgehoben werden, als dass für die Geometrie GI die Breite variiert wird. Dabei sollen  $h = 0,5 \text{ dm}$  und  $\bar{v} = 2,5 \frac{\text{dm}}{\text{s}}$  als konstante Werte vorgegeben sein.

In Tabelle 6.5 sind die berechneten Werte für unterschiedliche Ventilbreiten aufgelistet.

a [dm]	$\Pi_B^M$ [bar/s]	$t_B^M$ [s]	$t_{p_A}$ [s]	$A_B^M$ [%]	$A_{p_A}$ [%]	$A_B^M$ [dm <sup>2</sup> ]
0,01	1,047	1,706	2,014	100,00	100,00	0,005
0,10	10,475	0,260	0,476	100,00	100,00	0,050
0,39	33,530	0,150	0,197	85,31	99,94	0,178
0,50	38,489	0,136	0,179	76,82	97,33	0,208
0,75	47,257	0,118	0,152	63,99	86,49	0,267
1,00	53,923	0,106	0,134	54,76	75,72	0,312
2,00	71,990	0,084	0,103	37,55	52,69	0,453
5,00	101,736	0,060	0,076	20,60	31,57	0,682
10,00	130,763	0,048	0,062	13,56	21,89	0,968

Tabelle 6.5: Berechnete Werte unter Verwendung von GI sowie  $h = 0,5 \text{ dm}$  und  $\bar{v} = 2,5 \frac{\text{dm}}{\text{s}}$

Folgender Effekt ist zu erkennen: eine größere Breite bewirkt einen größeren maximalen Druckgradienten. Im Gegenzug scheint aber der prozentuale Anteil der Fläche abzunehmen. Dies ist aber keine Aussage bezüglich der effektiv verwendeten Fläche, da sich zwar der Prozentsatz verringert, die Gesamtfläche sich andererseits aber vergrößert.

In Abbildung 6.13 wird deutlich, dass die effektiv geöffnete Fläche zum Zeitpunkt  $t_B^M$  sich tendenziell gleich entwickelt wie der Druckgradient  $\Pi_B^M$ . Die zeitliche Druckableitung steigt zunächst stark an, um dann im Anstieg immer flacher zu werden. Der Wert  $t_B^M$  fällt anfangs stark ab, um dann immer langsamer mit steigender Ventilbreite  $a$  zu fallen. Der stetig wachsende Druckgradient ist auf die wachsende Ventilfläche zurückzuführen, welche selbst als Faktor in dem Differentialgleichungssystem zur Beschreibung der Druckableitung vorkommt (vgl. dazu Ungleichung (6.14)).

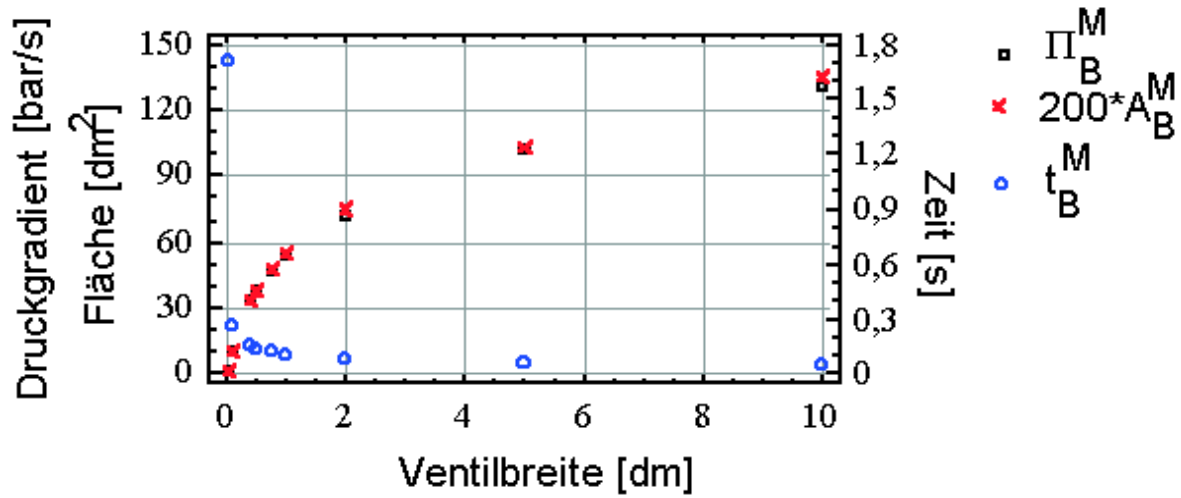


Abb. 6.13: Entwicklung des maximalen Druckgradienten bei  $\bar{v} = 2,5 \frac{dm}{s}$  und  $h = 0,5 dm$

Dieses Fallbeispiel zeigt aber auch: je größer die geöffnete Fläche zu einem Zeitpunkt  $t$  bei gleicher Ventilhöhe und gleicher Durchschnittsöffnungsgeschwindigkeit ist, umso größer ist der maximale Druckgradient innerhalb einer Modellreihe. Die Ventilhöhe spielt insofern eine Rolle, als dass eine veränderte Gesamthöhe  $h$  bei den Zeitmodellen  $D_1$  und  $D_0$  sich auf die momentane Höhe  $s$  und damit auf die momentan geöffnete Fläche zu einem festen Zeitpunkt  $t$  auswirkt.

Unter diesem Aspekt erscheint es sinnvoll, die Ventilfläche als Konstante anzusehen, d. h., mit wachsender Breite  $a$  soll sich die Höhe  $h$  dementsprechend verringern. Durch diese Maßnahme müsste aufgrund der Ungleichung (6.14) und der eben gewonnenen Erkenntnisse eine Breite  $a$  existieren, welche, wenn sie vergrößert wird, zu keinem Anwachsen des maximalen Druckgradienten  $\Pi_B^M$  führt.

Um allerdings die durchschnittliche Öffnungsgeschwindigkeit  $\bar{v} = 2,5 \frac{dm}{s}$  zu realisieren, muss sich aufgrund der veränderlichen Ventilhöhe auch die Dauer  $T$  des Öffnungsprozesses diesem anpassen.

Die unter Verwendung von P3 berechneten Werte sind aus Tabelle 6.6 ersichtlich.

In Abbildung 6.14 wird die Entwicklung von  $\Pi_B^M$  auf der Grundlage der Werte aus Tabelle 6.6 in Abhängigkeit von der Ventilbreite  $a$  dargestellt. Wie in Abbildung 6.13 entwickelt sich  $\Pi_B^M$  anfangs sehr stark, jedoch erreicht der maximale Druckgradient bei einer Ventilbreite von  $1 dm$  sein Maximum, welches völlig konform mit der vorher getroffenen

a	$\Pi_B^M$	$t_B^M$	$t_{p_A}$	$A_B^M$	$A_{p_A}$
[dm]	[bar/s]	[s]	[s]	[%]	[%]
0,01	3,875	1,629	1,948	10,24	14,42
0,10	16,523	0,358	0,999	43,11	100,00
0,39	33,558	0,150	0,199	85,43	99,99
0,50	36,678	0,128	0,180	91,78	100,00
0,75	40,400	0,098	0,159	99,01	100,00
1,00	41,100	0,079	0,135	100,00	100,00
2,00	41,122	0,060	0,116	100,00	100,00
5,00	41,115	0,048	0,104	100,00	100,00
10,00	41,114	0,044	0,101	100,00	100,00

Tabelle 6.6: Berechnete Werte unter Verwendung von GI sowie  $A = 0,2 \text{ dm}^2$  und  $\bar{v} = 2,5 \frac{\text{dm}}{\text{s}}$

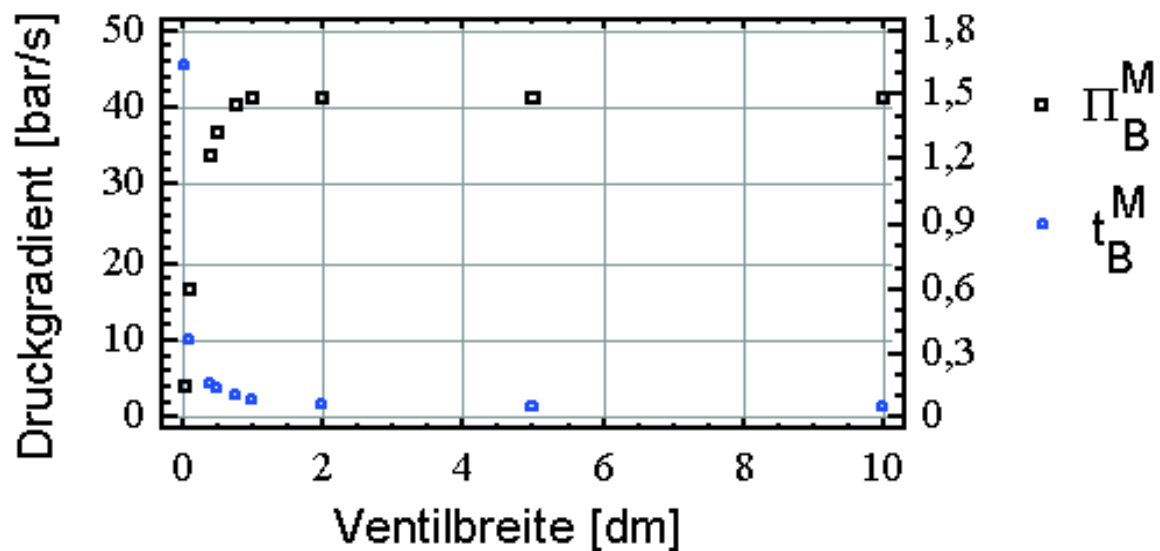


Abb. 6.14: Entwicklung des maximalen Druckgradienten bei  $A = 0,2 \text{ dm}^2$  und  $\bar{v} = 2,5 \frac{\text{dm}}{\text{s}}$



Annahme läuft. Somit hat eine Vergrößerung der Breite bei gleichzeitiger Verringerung der Ventilhöhe ab einem gewissen Punkt keinerlei positive Auswirkung mehr auf den maximalen Druckgradienten. Dafür wäre eine Vergrößerung der Gesamtfläche notwendig, also der Höhe  $h$ , welches auch durch die Tatsache zum Ausdruck kommt, dass ab einer bestimmten Breite  $a$  zum Zeitpunkt  $t_B^M$  das Ventil bereits vollständig geöffnet ist.

Ein Aspekt, der noch in den Betrachtungen fehlt, ist die Frage, was passiert, wenn bei einer festen Geschwindigkeit  $\bar{v}$  die Ventilhöhe vergrößert wird, wobei im Fall einer rechteckigen Ventilöffnung zudem die Breite konstant bleiben soll.

Liegt ein lineares Weg-Zeit-Modell vor, ist die Erklärung einfach und einleuchtend:

Bei einem Rechteck wird bei Überschreiten einer bestimmten Ventilhöhe  $h$  der Wert von  $\Pi_B^M$  unverändert bleiben. Angenommen, man hat verschiedene Ventilhöhen und  $h_{min}$  sei die kleinste Ventilhöhe. Dann wird aufgrund des linearen Weg-Zeit-Verlaufes die Druckentwicklung in allen Fällen gleich sein, solange  $s(t) \leq h_{min}$  gilt. Und sind die Breiten bei diesen Ventilen konstant, so gibt es unweigerlich auch einen Ventilwegwert  $s_s$ , bei welchem das Maximum des Druckgradienten im Behälter erreicht wird. Und dies ist völlig unabhängig von der Gesamthöhe des Ventils, solange die Höhe des Ventils nicht kleiner als der spezielle Wert  $s_s$  ist.

Im Fall einer kreisförmigen Öffnung ist dies anders. Aufgrund der Vergrößerung der Höhe wird auch die Breite vergrößert, so dass hier eigentlich der Effekt einer sich gleichzeitig vergrößernden Ventilbreite dazukommt. Wenn man wieder mehrere Ventile miteinander vergleicht, so hat zu einem fest definierten Zeitpunkt  $t_s$  jedes dieser Ventile eine unterschiedlich große Fläche freigegeben, wobei das Ventil mit der größten Höhe die größte Fläche  $A(t_s)$  freigegeben hat. Und somit trifft in diesem Fall die Aussage zu, dass, je schneller sich eine Fläche entwickelt, auch der maximale Druckgradient anwächst.

Im Fall der Modelle  $D_0$  bzw.  $D_1$  ist dies allerdings nicht mehr so einfach. Denn hier existiert tatsächlich eine bestimmte Höhe  $h_{ex}$ , welche ein Maximum bzgl.  $\Pi_B^M$  hervorruft. In Tabelle 6.7 sind die berechneten Daten gegenübergestellt, welche in der Abbildung 6.15 optisch veranschaulicht werden. Dabei sind  $\bar{v} = 2,0 \frac{dm}{s}$  und im Fall GI eine Breite  $a = 1,0 dm$  verwendet worden.

Die Höhen sind mittels Probieren so gewählt worden, dass in jeder  $\Pi_B^M$ -Spalte das Ma-

ximum deutlich wird.

h [dm]	Modell GI, $D_0$		Modell GII, $D_0$		Modell GII, $D_1$	
	$t_B^M$ [s]	$\Pi_B^M$ [bar/s]	$t_B^M$ [s]	$\Pi_B^M$ [bar/s]	$t_B^M$ [s]	$\Pi_B^M$ [bar/s]
0,05	0,172	10,47				
0,10	0,105	20,95	1,045	1,644	1,04	1,645
0,20	0,094	41,34	0,304	6,578	0,286	6,578
0,28	0,105	47,90				
0,30	0,106	48,42	0,186	14,79	0,159	14,81
0,34	0,11	48,88				
0,35	0,112	48,87				
0,40	0,116	48,69	0,172	25,65		
0,50			0,174	33,34	0,12	34,4
0,70			0,18	39,36		
0,90			0,186	40,74		
0,95	0,149	41,35	0,188	40,82	0,112	54,88
1,00	0,152	40,79	0,19	40,82	0,112	55,89
1,50			0,206	39,59	0,114	61,12
2,00	0,190	33,37	0,22	37,86	0,118	62,26
2,50					0,122	62,14
3,00					0,122	61,61
5,00	0,256	24,85	0,274	31,21	0,136	58,33

Tabelle 6.7: Berechnete Werte unter Verwendung von  $\bar{v} = 2,0 \frac{dm}{s}$  und  $a = 1,0 dm$  im Fall GI

Anhand der Abbildungen ist ersichtlich, dass der Wert von  $\Pi_B^M$  zunächst mit wachsender Ventilhöhe ansteigt, dann jedoch wieder kleiner wird. Hinsichtlich der Zeit  $t_B^M$  ist ein ähnlicher Effekt zu beobachten. Zunächst fällt der Zeitwert, später steigt er wieder an. Dabei treten die Extremwerte bzgl. Druckgradient und Zeit nicht bei der gleichen Ventilhöhe  $h$  auf. Dieser Effekt ist auch bei dem hier nicht aufgezeigten Zeitmodell  $D_1$  im Fall einer rechteckigen Ventilöffnung zu beobachten.

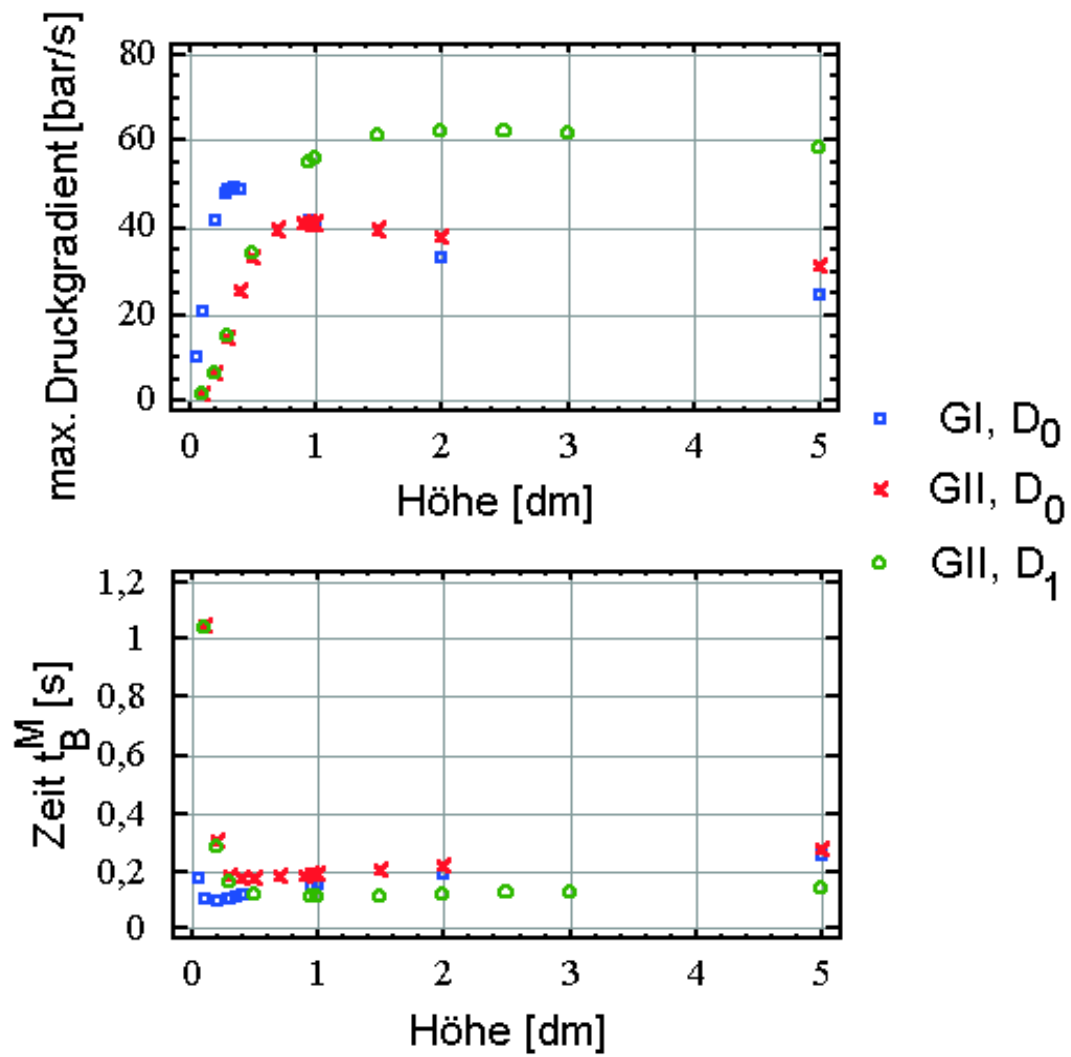


Abb. 6.15: Entwicklung des maximalen Druckgradienten und von  $t_B^M$  bei  $\bar{v} = 2,0 \frac{dm}{s}$  und  $a = 1,0 dm$

Zu erklären ist dieser Effekt anhand der verwendeten Zeitmodelle. Jeder dieser beiden Modelle hat eine gewisse Anlaufphase während des Öffnungsprozesses, so dass erst nach einer gewissen Zeit die momentane Öffnungsgeschwindigkeit ihr Maximum erreicht. Mit steigender Ventilhöhe  $h$  wird die Anlaufphase entsprechend länger, da die Durchschnittsgeschwindigkeit konstant bleiben soll. Während dieser verlängerten Anlaufphase erfolgt aber bereits ein Druckausgleich, der allerdings ab einer bestimmten Höhe  $h_{ex}$  nun zu langsam vonstatten geht, so dass der maximale Druckgradient folglich kleiner wird, d. h., es tritt im Grunde genommen der gleiche Effekt auf wie vor dieser speziellen Ventilhöhe  $h_{ex}$ : die momentane Fläche reicht nicht aus, damit sich die Strömung ausreichend entwickeln kann. Und aus diesem Grund wird auch der Zeitpunkt zum Erreichen des maximalen Druckgradienten nach hinten verschoben.

Man kann dies sogar rechnerisch überprüfen, indem man berechnet, welche Fläche zu einem bestimmten Zeitpunkt bei Ventilen mit unterschiedlicher Ventilhöhe  $h$  geöffnet ist. Ausgehend vom Fall GI mit  $D_0$  soll dies am Beispiel des Zeitpunktes  $0,11\text{ s}$ , zu welchem der maximale  $\Pi_B^M$ -Wert angenommen wird, getestet werden. In Abbildung 6.16 sind die Resultate der Berechnungen dargestellt.

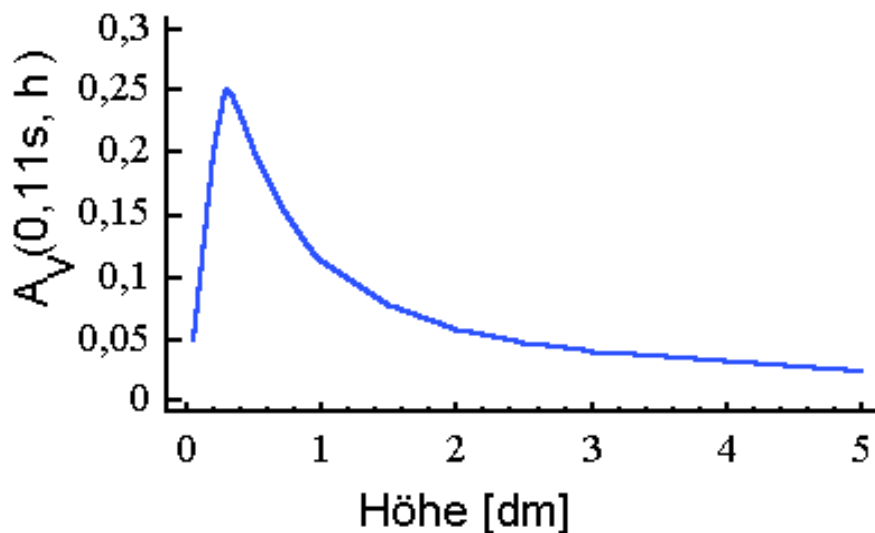


Abb. 6.16: Abhängigkeit der geöffneten Ventilfläche (GI) zum Zeitpunkt  $t = 0,11\text{ s}$  bei unterschiedlicher Ventilhöhe  $h$

Der Zeitpunkt, zu welchem der Flächenextremwert auftritt, ist mathematisch genauer beschreibbar. Angenommen,  $\bar{v}$  sei konstant. Und auch der betrachtete Zeitpunkt  $t_s$

während des Öffnungsprozesses. Weiterhin sei bei der Geometrie GI die Breite  $a$  konstant. Unter diesen Bedingungen kann die Funktion  $A_V$  als Funktion von  $h$  betrachtet werden. Beim Weg-Zeit-Modell  $D_0$  bzw.  $D_1$  müsste es also unter diesen Bedingungen bei den Modellen GI und GII jeweils mindestens ein  $h_{ex}$  mit  $A(t_s, h_{ex}) = \max_{h>0} A(t_s, h)$  geben, so dass

$$\left. \frac{d A_V(t_s, h)}{d h} \right|_{h_{ex}} = 0 \quad \text{und} \quad \left. \frac{d^2 A_V(t_s, h)}{d h^2} \right|_{h_{ex}} < 0 \quad (6.24)$$

erfüllt wird.

Verwendet man GI und  $D_0$ , so gilt unter Verwendung von  $T = \frac{h}{\bar{v}}$

$$A_V(t_s, h) = a \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right) \right) .$$

Damit folgt

$$\begin{aligned} \frac{d A_V(t_s, h)}{d h} &= \frac{a}{2} \left[ 1 - \cos \left( \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right) - h \sin \left( \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right) \pi \frac{t_s \bar{v}}{h^2} \right] \\ &= \frac{a}{2} \left[ 1 - \cos \left( \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right) - \sin \left( \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right) \pi \frac{t_s \bar{v}}{h} \right] \\ &= \frac{a}{2} \left[ 1 - \cos \left( \pi \frac{t_s}{T} \right) - \sin \left( \pi \frac{t_s}{T} \right) \pi \frac{t_s}{T} \right] . \end{aligned} \quad (6.25)$$

Unter Beachtung von  $a \neq 0$ ,  $\frac{t_s}{T} \leq 1$  und der Bedingung (6.24) muss die Nullstelle der Beziehung

$$1 - \cos(\pi z) - \sin(\pi z) \pi z \quad \text{mit} \quad z = \frac{t_s \bar{v}}{h}$$

bestimmt werden. Dies kann numerisch unter Verwendung von „EXCEL“ geschehen und

liefert

$$z = 0,742 \quad \text{bzw.} \quad t_s = 0,742 T = 0,742 \frac{h}{\bar{v}} . \quad (6.26)$$

Die Interpretation dieser Beziehung lautet:

Betrachtet man Ventile der Geometrie GI mit gleicher Breite  $a$  und gleicher Durchschnittsöffnungsgeschwindigkeit  $\bar{v}$ , so wird bei einer vorgegebenen Zeit  $t_s$  der Wert  $A_V(t_s)$  sein Maximum bei demjenigen Ventil annehmen, bei welchem die Beziehung  $h = \frac{1}{0,742} \bar{v} t_s$  gilt. Anhand von Berechnungen mit P3 hat sich allerdings gezeigt, dass bei dieser Höhe der Wert  $\Pi_B(t_s)$  nicht den maximalen Druckgradienten bzgl. unterschiedlicher Ventilhöhen repräsentiert. Dies soll anhand eines Beispiels erklärt werden: Der

maximale  $\Pi_B^M$ -Wert bei der Geometrie GI in Tabelle 6.7 tritt zum Zeitpunkt  $t = 0,11\text{ s}$  bei einer Ventilhöhe von  $0,34\text{ dm}$  auf. Gemäß obiger Relation würde aber zu diesem Zeitpunkt bei  $\bar{v} = 2\frac{\text{dm}}{\text{s}}$  ein Ventil mit einer Höhe von  $0,3\text{ dm}$  die größte Fläche freigeben haben. Aber bei einer Ventilhöhe von  $0,3\text{ dm}$  wird  $\Pi_B^M$  bereits zum Zeitpunkt  $t = 0,106\text{ s}$  angenommen und ist kleiner als der maximale Druckgradient bei einer Anlage mit einem Ventil mit  $h = 0,34\text{ dm}$ .

Insofern lassen sich leider aus der Beziehung (6.26) keine Aussagen für den Kernschießprozess ableiten. Jedoch ist im Zusammenhang mit Tabelle 6.7 zu bemerken, dass bei Verwendung der Weg-Zeit-Modelle  $D_0$  und  $D_1$  es nicht ratsam ist, die Ventilhöhe beliebig groß zu wählen. In dieser Hinsicht ist natürlich das Programm P3 ein gutes Hilfsmittel, im Vorfeld anhand von Berechnungen den Einfluss der Ventilparameter auf den Druckgradienten zu untersuchen.

Zusammenfassend kann bzgl. der Ventile festgestellt werden:

- Je mehr Fläche zu einem bestimmten Zeitpunkt geöffnet ist, um so größer ist der maximale Druckgradient, d. h., sowohl die Öffnungsgeschwindigkeit als auch die Geometrie sind ausschlaggebende Parameter.
- Bei verschiedenen Geometrien bzw. Weg-Zeit-Modellen wirkt sich unter bestimmten Voraussetzungen eine Vergrößerung der Ventilhöhe negativ auf den Wert von  $\Pi_B^M$  aus.
- Es sollte vermieden werden, dass zum Zeitpunkt des maximalen Druckgradienten das Ventil bereits vollständig geöffnet ist. Allerdings sollte angestrebt werden, dass das Ventil zum Zeitpunkt des Druckausgleiches schon vollständig geöffnet ist.
- Ein Ventil sollte anfangs eine sehr große Fläche freigeben (Rechteck), gegen Ende des Öffnungsprozesses würde eine Verkleinerung der Ventiltiefe (ähnlich eines oberen Halbkreises) genügen.

Auf dem Gebiet der Variation der Ventile gibt es noch eine Vielzahl von Möglichkeiten, um  $\Pi_B^M$  zu beeinflussen. So ist z. B. eine Ventilgeometrie gemäß GIV hinsichtlich der Geschwindigkeitsentwicklung interessant. Während der Anlaufphase bewegt sich zwar der Ventilschieber, aber das Ventil selber wird noch nicht geöffnet. Dies geschieht erst in einer Phase, in welcher die Geschwindigkeit des Schiebers relativ hoch ist, so dass in

der Konsequenz die durchschnittliche Öffnungsgeschwindigkeit bzgl. der effektiven Ventilhöhe durch diese Maßnahme vergrößert wird.

Fazit: Es gibt eine große Anzahl von Parametern, welche pneumatische Verdichtungsverfahren beeinflussen.

Programm P3 lässt es zu, den Einfluss von Volumina und Kesseldruck genauer vorhersagen, so dass z. B. im Vorfeld von Maschinenkonstruktionen bereits Erkenntnisse gewonnen werden können. Dies trifft im besonderen Maße auch auf die Ventilauslegungen zu, welche eine enorme Rolle bei der Druckentwicklung spielen.

In Verbindung mit den Resultaten aus dem vorangegangenen Kapitel ist es möglich, äquivalente Untersuchungen und Berechnungen bereits an existierenden Maschinen zur pneumatischen Verdichtung durchzuführen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der Bedeutung der Kern- und Formherstellung für die Produktion von Gussteilen sind Untersuchungen bzgl. des Einflusses von Parametern auf die Druckentwicklung über den Formstoff bei pneumatischen Verdichtungsanlagen durchgeführt worden.

Die Literaturrecherche zeigte, dass die Thematik der pneumatischen Verdichtung eine sehr große Bedeutung erfährt, wobei allerdings sehr oft nur qualitative Aussagen getroffen worden sind. Bzgl. der Simulation und Modellierung von Vorgängen wird vor allem das Gebiet der direkten Formstoffverdichtung bzw. des Formstofftransportes behandelt. Maschinentechnische Untersuchungen sind fast nicht zu finden.

Ausgehend von der Literaturrecherche wurde deshalb für die maschinentechnischen Einflüsse auf die Druckentwicklung das Differentialgleichungssystem (vgl. S. 38))

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} = & \sqrt{\nu_n p_n^{\frac{1}{\kappa}}} \frac{\kappa p_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{V_i} \left( \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \leq p_j}}^n A_{ji} \mu_{ji} \Psi_{ji} \sqrt{2 p_j^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Zufluss}} - \overbrace{\sum_{\substack{j=1 \\ p_i \geq p_j}}^n A_{ij} \mu_{ij} \Psi_{ij} \sqrt{2 p_i^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}^{\text{Abfluss}} \right) \\ & - \frac{\kappa p_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} \quad \forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\}, i \neq j \end{aligned}$$

als Grundlage für die Untersuchungen herangezogen.

Zunächst erfolgte die Umsetzung der mathematischen Beschreibung in entsprechende Computerprogramme, wobei die Programmiersprache C zur Anwendung gelangte. Für die Lösung des Differentialgleichungssystems kam das implizite Runge-Kutta-Verfahren zur Anwendung. Um die Nutzung der Programme zu vereinfachen, vor allem in Hinblick auf die Druckberechnung, war es notwendig, gewisse Ventileigenschaften in den Quellcode zu implementieren. Dabei mussten Ventilgeometrie und Weg-Zeit-Abhängigkeiten des Ventilschiebers bzw. -kolbens berücksichtigt werden.

Es entstanden drei verschiedene Programme: P1 dient zur Ermittlung der Durchflusskoeffizienten, P2 bildet die Grundlage zur Bestimmung der Ventilfunktionen und mit P3 können Druckverläufe bei bekannten Parametern berechnet werden.

Zunächst wurden anhand von bereits existierenden Maschinen die Programme P1 und P2 zur Parameteridentifizierung verwendet, wobei für jede Anlage mindestens ein Druckmessdatensatz vorliegen muss. Die so erhaltenen Parameter wurden in das Programm



P3 eingesetzt und es hat sich gezeigt, dass der berechnete Druckverlauf den gemessenen Druckverlauf hinreichend genau wiedergibt. Es ist des weiteren nachgewiesen worden, dass bei Variation des Kesseldrucks (unter Beibehaltung der vorher ermittelten Parameter) die Druckverläufe ebenfalls gut wiedergegeben werden, womit zum einen die Gültigkeit des verwendeten Differentialgleichungssystems und zum anderen auch die Praxistauglichkeit der Programme bewiesen werden konnte.

Die Bedeutung der Programme für vorhandene Anlagen liegt darin, dass man nachträglich mit Hilfe der Parameteridentifikation die fehlenden Größen bestimmen und so unter Verwendung von P3 die Druckverläufe berechnen kann. Dies hat auch in Hinblick auf die Aussagen bzgl. der Druckentwicklung bei Mehrfachschüssen eine Bedeutung.

Neben der praktischen Bedeutung können mit Hilfe von P3 auch theoretische Untersuchungen über den Einfluss von Volumina und von Drücken auf die Druckentwicklung angestellt werden. Dies ist wichtig, weil die Druckentwicklung über dem Formstoff ausschlaggebend für die Verdichtung und/oder den Transport und damit für die Qualität der Form oder des Kerns ist. Deshalb ist es von Interesse, wie Volumina und Kessel- druck den Druckgradienten im Maschinenbehälter beeinflussen. Die Berechnungen haben gezeigt, dass bei einem Maschinensystem Kessel-Kammer das Kesselvolumen  $V_K$  den geringsten Einfluss ausübt. Dies spiegelt sich auch in der Beschreibung des maximalen Druckgradienten  $\Pi_B^M$  in der Kammer wieder (vgl. S. 116)), welche unter Verwendung des Rechnerprogramms „Statgraphic“ ermittelt werden konnte.

$$\Pi_B^M = -12,502 + 1,46254 p_K^0 + 0,0299325 V_B - 0,00469449 p_K^0 V_B + 1115,62 \frac{p_K^0}{V_B}$$

$p_K^0$	$V_B$	$\Pi_B^M$
$bar$	$l$	$bar/s$

Die Zeitableitung des Druckes in der Kammer konnte des weiteren mit einer oberen Schranke abgeschätzt werden. Dafür sind 3 Ungleichungen hergeleitet worden, welche in Abhängigkeit von den vorhandenen Bedingungen zum Einsatz gelangen. Jedoch berücksichtigen diese Abschätzungen das Ventil nur mit der maximal geöffneten Fläche, was bei sich langsam öffnenden Ventilen zu größeren Fehlern führen kann.

Mit Hilfe einer relativ einfachen Energieberechnung ist es möglich, z. B. den jährlichen Energieverbrauch von pneumatischen Anlagen zu berechnen. Diese Größe kann als ver-

gleichendes Bewertungskriterium von Maschinen herangezogen werden, wobei allerdings dies kein Kriterium bzgl. der Qualität von Form bzw. Kern ist.

Die Untersuchungen haben zu der Erkenntnis geführt, dass bei Mehrfachschüssen, wie dies oft beim Kernschießen der Fall ist, mit jedem Schuss zum einen die Energieaufwendung für das Wiederbefüllen des Kessels steigt und zum anderen der maximale Druckgradient in der Schießkammer abfällt. D.h., dass unter diesen Gesichtspunkten Mehrfachschüsse nicht ökonomisch sind.

Umfangreiche Untersuchungen sind über den Einfluss der Ventile auf den Druckgradienten angestellt worden. Die Resultate sind:

- Bei zu kleinen Ventilhöhen erfolgt eine unzureichende Druckentwicklung, so dass auch eine Erhöhung der Öffnungsgeschwindigkeit keinen spürbaren positiven Einfluss auf die Druckentwicklung in der Kammer ausübt.
- Je größer die freigegebene Fläche zu einem festen Zeitpunkt ist, um so größer ist auch der maximale Druckgradient über dem Formstoff. So würde bei einer Rechtecköffnung eine Vergrößerung der Ventilbreite einen solchen Effekt bewerkstelligen.
- Bei verschiedenen Geometrien bzw. Weg-Zeit-Modellen führt unter Beibehaltung der Durchschnittsöffnungsgeschwindigkeit eine Vergrößerung der Gesamtventilhöhe  $h$  zu einer Verkleinerung des Wertes von  $\Pi_B^M$ , d. h., es existiert eine optimale Höhe  $h$  (in Abhängigkeit von Geometrie und Öffnungsverhalten), welche einen maximalen  $\Pi_B^M$ -Wert zur Folge hat.
- Zum Zeitpunkt des maximalen Druckgradienten sollte das Ventil noch nicht vollständig geöffnet sein, da davon auszugehen ist, dass sich die Druckentwicklung in diesem Fall nicht voll entfalten kann. Andererseits sollte zum Zeitpunkt des Druckausgleichs das Ventil bereits vollständig geöffnet sein, da ansonsten die ab diesem Zeitpunkt noch freiwerdende Ventilfläche ungenutzt bliebe.
- Ein Ventil sollte anfangs eine große Fläche freigeben, gegen Ende des Öffnungsprozesses kann die Ventilbreite abnehmen.

Unter diesem Blickwinkel erscheint es sinnvoll, dass Programm P3 bereits während der Planungsphase von pneumatischen Verdichtungsmaschinen heranzuziehen, um Aussagen

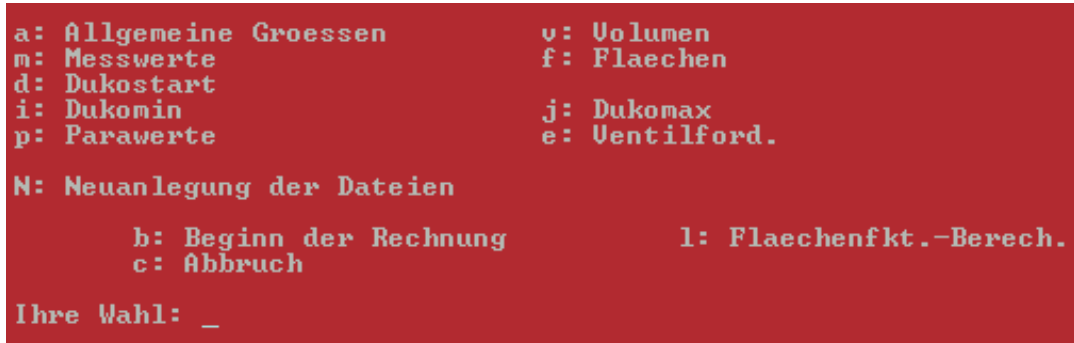
über die Tendenz der Druckentwicklung in Abhängigkeit von einigen Maschinenparametern zu erlangen.

Die vorliegende Arbeit bietet allerdings nur einen kleinen Beitrag zur Optimierung pneumatischer Verdichtungsanlagen. Denn die Qualität der Form oder des Kernes hängt letztendlich vom Verdichtungsverhalten und vom Fließverhalten des zum Einsatz kommenden Formstoffes ab, welchen es in einer Vielzahl von Varianten gibt. Werden eines Tages die Eigenschaften der Formstoffe dahingehend verstanden, dass die Prozesse modelliert werden können, können die hier gewonnen Erkenntnisse mit eingebunden werden.

Des weiteren gibt es noch eine Vielzahl interessanter Fragen, so z. B. auf dem Gebiet der Ventilauslegung. Besonders in Hinblick auf Ventile mit einer Anlaufphase, bei welchen zum Zeitpunkt der eigentlichen Ventilöffnung der Schieber bereits eine Geschwindigkeit größer Null besitzt, wodurch die Durchschnittsöffnungsgeschwindigkeit erhöht wird (und damit der maximale Druckgradient). Untersuchungen an einer Anlage mit mindestens drei Volumina sind dahingehend interessant, weil zusätzliche Volumina und Flächen ggf. die Wirkung von Ventileigenschaften auf den Druckgradienten beeinflussen. Das Thema „Energiebetrachtung“ bietet ebenfalls noch genügend Stoff für weitere Untersuchungen. Ein anderer interessanter Punkt wäre, wenn man anhand einer vorgegebenen bzw. gewünschten Druckentwicklung die Maschine dementsprechend auslegt. Dieses wäre durchaus mit den Programmen zur Parameteridentifizierung realisierbar.

# A Die Programmmenüs

## A.1 P1-Menü



```
a: Allgemeine Groessen      v: Volumen
m: Messwerte                f: Flaechen
d: Dukostart                j: Dukomax
i: Dukomin                  e: Ventilford.
p: Parawerte

N: Neuanlegung der Dateien

      b: Beginn der Rechnung      l: Flaechenfkt.-Berech.
      c: Abbruch

Ihre Wahl: _
```

Abb. A.1: Startfenster von P1 und P2

In der Abbildung [A.1](#) ist der Startbildschirm des Programms dargestellt.

Existiert noch kein Datenfile bzgl. der Anlagenstruktur wird automatisch nach der Anzahl der Volumina gefragt. Ansonsten ist es möglich, durch die Wahl von „N“ eine neue Struktur einzugeben. In diesem Fall werden nach der Abfrage der Volumenanzahl die entsprechenden Bezeichnungen der Volumina abgefordert. Dabei muss das Volumen mit der Nummer 1 stets der Druckkessel sein! Anschließend müssen die Flächenverbindungen eingegeben werden, wobei Verbindungen zur Atmosphäre zulässig sind. Nach jeder Eingabe erfolgt die Anzeige der getroffenen Wahl in einer Matrix. Der Wert 0 steht für keine Verbindung zwischen den Volumina, die Zahl 1 für eine konstante Flächenverbindung. Mit -1 beendet man den Eingabemodus, worauf die Ventilverbindungen abgefragt werden, welche mit der Ziffer 2 in der Matrix gekennzeichnet werden. Einmal getroffene Verbindungen können nicht wieder rückgängig gemacht werden, wobei dies später durch die Festsetzung der entsprechenden Flächengröße auf den Wert 0 ausgeglichen werden kann. Mit -1 beendet man auch diesen Modus und man gelangt zurück in das Hauptmenü.

Die Auswahlmöglichkeiten im Hauptmenü bedeuten:

- a Allgemeine Größen;
  - 1 Anfangsdruck in bar (relativ); diese Größe ist nur dann von Relevanz, wenn keine Messung im Kesselsystem erfolgt ist.

- 2 Gesamtlaufzeit in s; legt fest, für welche Zeit die Berechnung erfolgen soll. Damit kann das Einlesen des Messdatensatzes, falls er über diese vorgegebene Zeit hinausgeht, vorzeitig abgebrochen werden. Die Zeit darf nicht größer sein als die Messdauer des Datensatzes.
  - 3 zul. Druckdifferenz (bar); dies ist ein Parameter zur Programmsteuerung, siehe dazu Abschnitt [4.4.3](#).
  - 4 abgespeicherte Schritte/s; Festlegung, wie viel berechnete Werte maximal pro Sekunde und Volumen gespeichert werden sollen
  - 5 Kesselzufluss in bar; Parameter aus den Anfängen der Programmierung. Berechnungen bei einem Wert größer Null sollten mit Vorsicht behandelt werden, da die Einbindung dieser Größe numerisch nicht korrekt erfolgt. Der eingegeben Wert bezieht sich dabei auf den Zuwachs pro Sekunde.
  - 6 Adiabatenkoeffizient
  - 7 spezifisches Volumen; bezieht sich auf den Zustand der Atmosphäre, Einheit  $dm^3/kg$ .
- v Volumen; Eingabe der Volumenwerte in  $l$ .
- f Flaechen; Eingabe der Flächenwerte in  $dm^2$ . Bei Ventilen verwende man den entsprechend maximal möglichen Wert. Ventilverbindungen werden automatisch mit einem \* gekennzeichnet.
- m Messdaten; Angabe der Nummern, in welchen Volumina die Drücke gemessen wurden (max. 5 Stück).
- d Dukostart; Eingabe der Durchflusskoeffizienten, mit denen das Programm gestartet werden soll.
- i Dukomin; Angabe der kleinstmöglichen Durchflusskoeffizienten.
- j Dukomax; Angabe der größtmöglichen Durchflusskoeffizienten.
- p Parawerte
- 1 Fehler; maximal zugelassener Fehler.
  - 2 Genauigkeit Koeffizienten; Schrittweite, mit welcher die Durchflusskoeffizienten variiert werden sollen.

- 3 Genauigkeit Flaechen; Angabe, wie klein der Abstand der Intervallgrenzen bei der Intervallschachtelung zur Ermittlung der Ventilkoeffizienten werden darf.
- e Ventilford.; Angabe von Zeitintervallen, in denen die Ventile arbeiten
  - 1 SV OefvorAP; Zeitpunkt, ab dem das Schießventil sich öffnen kann.
  - 2 SV OefvorEP; Zeitpunkt, zu dem das Schießventil geöffnet sein muss.
  - 3 SV SchlvorAP; Zeitpunkt, ab dem das Schießventil sich schließen kann.
  - 4 SV SchlvorEP; Zeitpunkt, zu dem das Schießventil geschlossen sein muss.
  - 5-8 1-4 analog für das Entlüftungsventil.
- N Neuanlegung der Dateien
- b Beginn der Rechnung; Start des Programms P1.
- l Flaechenfkt.-Berech.; Start des Programms P2.
- c Abbruch; Verlassen des Programms.

Von den Untermenüs kann man mit „0“ in das Hauptmenü zurückspringen, mit „-1“ beendet man das Programm. Dabei gehen die aktuellen vorgenommen Veränderungen des aktuellen Untermenüs verloren.

## A.2 P3-Menü

```

a: Allgemeine Groessen      v: Volumen
f: Flaechen                 d: Durchflusskoeffizienten
s: Speicherung              p: Ventileinstellungen
o: Volumenaenderungen

N: Neuanlegung der Dateien

z: Nichtautomat. Speicherzuw.

      b: Beginn der Rechnung      c: Abbruch

Ihre Wahl: _

```

Abb. A.2: Hauptmenü P3

In Abbildung A.2 ist das Hauptmenü des Programms P3 dargestellt. Die Untermenüs a, v, f und N sowie b und c haben die gleiche Funktionsweise wie bereits im Programm P1.

Die anderen Untermenüs haben folgende Funktionen:

- s Speicherung; Angabe derjenigen Volumen, deren relativer Druck- (max. 3 in bar) bzw. Druckgradientenentwicklung (max. 2 in bar/s) abgespeichert werden sollen.
- d Durchflusskoeffizienten
- o Volumenaenderungen; Angabe, welche Volumina zeitabhängig sind. Zu jedem einzelnen Volumen kann ein weiteres Untermenü aufgerufen werden:
  - 1 Status; Umschalten zwischen 1 und 0. Der Wert 1 bedeutet, dass eine Volumenänderung vorliegt.
  - 2 Weg (dm); Höhe des neuentstehenden Volumens.
  - 3 Zeit (s); Zeit, in welcher sich das Volumen vollständig entwickelt hat.
  - 4 Fläche (dm<sup>2</sup>); Fläche des neuentstehenden Volumens. Aus dem Produkt von Weg (2) und Fläche (4) ergibt sich das gesamte zusätzliche Volumen.
  - 5 Weg-Zeit-Gesetz (1, 3-6); Dahinter verbirgt sich die Funktion  $s(t)$ . 1 - linear, 3 - quadratisch, 4 - Fall  $D_1$ , 5 - Fall  $D_0$ , 6 - exponentiell.
  - 6 St.-Bed. 1 ( $p \geq$ ); Angabe der ersten Startbedingung, um die Volumenänderung zu realisieren. In diesem Fall die Angabe eines Druckes (relativ) in bar.
  - 7 St.-Bed. 2 ( $dp \geq$ ); Angabe der zweiten Startbedingung, um die Volumenänderung zu realisieren. In diesem Fall die Angabe eines Druckgradienten in bar/s. Um die Volumenänderung mit einzubeziehen, müssen beide Bedingungen erfüllt sein!
- p Ventileinstellungen; Zu beiden möglichen Ventilen (Schieß- und Entlüftungsventil) existiert jeweils ein weiteres Untermenü:
  - 1 Status; Umschalten zwischen 1 und 0. Der Wert 1 bedeutet, dass das Ventil arbeitet.
  - 2 Beginn Oeff (abs.); Zeitpunkt in s, zu dem Ventil sich öffnet.
  - 3 Dauer OeffPro; Dauer des Öffnungsprozesses in s.
  - 4 unbesetzt
  - 5 Beginn Schlie (rel.); Zeit in s nach Beginn der Öffnung, zu dem das Ventil sich beginnt zu schließen.
  - 6 Dauer SchliePro; Dauer des Schließprozesses in s.

- 7 Flaeche (dm<sup>2</sup>); effektive maximale Ventilfläche.
  - 8 Weg, effektiv (dm); effektiver Ventilweg.
  - 9 Weg-Zeit-Gesetz (1, 3-6); Dahinter verbirgt sich die Funktion  $s(t)$ . 1 - linear, 3 - quadratisch, 4 - Fall  $D_1$ , 5 - Fall  $D_0$ , 6 - exponentiell.
  - 10 Weg-Flaeche-Gesetz (1-4); Dahinter verbergen sich die Varianten GI-GIV.
  - 11 Wegtiefe (dm)-nur f. 4; Betrifft den unteren Ventilbereich im Fall GIV.
  - 12 Umfang (dm)-nur f. 4; Betrifft den unteren Ventilbereich im Fall GIV. Zusammen mit dem Weg (8) fließt die damit verbundene Volumenänderung in die Druckberechnung mit ein.
  - 13 untere Blende (dm); mögliche Wegbereiche im unteren Teil des Ventils bei den Varianten G I-G III, bei denen keine Fläche verändert wird.
  - 14 obere Blende (dm); mögliche Wegbereiche im oberen Teil des Ventils bei den Varianten GI-GIII, bei denen keine Fläche verändert wird.
- z Nichtautomat. Speicherzuw.; Abspeicherung der Daten unter „Daten.dat“. Bei Eingabe von „z“ erscheint „Automat. Speicherzuw. (..)“. Beginnend mit „Daten0.dat“ werden die folgenden Berechnungen unter „Daten1.dat“, „Daten2.dat“ usw. usf. abgespeichert. Durch Eingabe von „u“ wird wieder mit 0 angefangen. Durch Betätigung von „z“ erfolgt das Umschalten zurück in den „Nichtautomat. Speicherzuw.“-Modus.



## B Datensätze Kernschießmaschine

### B.1 Original- und Korrekturdaten (Auszug)

Datensatz 2 Druckaufnehmer				
	Original		Korrigiert	
Zeit in s	$p_1$	$p_7$	$p_1$	$p_7$
	in bar			
0	4,965	0,013	5,015	0
0,041	4,965	0,013	5,015	0
0,082	4,965	0,012	5,015	-0,001
0,118	4,938	0,077	4,988	0,064
0,149	4,852	0,19	4,902	0,177
0,183	4,596	0,465	4,646	0,452
0,21	4,422	0,796	4,472	0,783
0,236	4,237	1,138	4,287	1,125
0,26	4,096	1,447	4,146	1,434
0,289	3,922	1,784	3,972	1,771
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.

## B.2 Phasen zur Bestimmung der Durchflusskoeffizienten

### Phase 1, Schrittweite 0,3

	$\mu_{12}$	$\mu_{23,t,max}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{48,t,max}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$	max. Fehler
min	0,2	0	0,2	0,2	0	0,2	0,2	
max	0,8	1,0	0,8	0,8	1,0	0,8	0,8	
	0,2	0,339	0,8	0,5	0,378	0,8	0,2	0,1636
	0,2	0,311	0,8	0,8	0,328	0,8	0,2	0,1649
	0,2	0,403	0,8	0,5	0,378	0,5	0,2	0,1666
	0,2	0,403	0,2	0,5	0,322	0,5	0,2	0,2194
	0,8	0,683	0,2	0,2	0,889	0,5	0,2	0,2326
	.	.	.	.	.	.	.	.

↓

Mittelwert

$\mu_{12}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$
0,20	0,80	0,60	0,70	0,20

↓

Phase 2, Schrittweite 0,2  
(Anfangsfehlergrenze: 0,17)

	$\mu_{12}$	$\mu_{23,t,max}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{48,t,max}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$	max. Fehler
min	0,2	0	0,6	0,4	0	0,5	0,2	
max	0,4	1,0	1,0	0,8	1,0	0,9	0,4	
	0,2	0,369	1	0,4	0,378	0,9	0,2	0,161
	0,2	0,388	0,8	0,4	0,378	0,7	0,2	0,1615
	0,2	0,388	1	0,4	0,378	0,7	0,2	0,1615
	0,2	0,314	0,8	0,6	0,378	0,9	0,2	0,1624
	0,2	0,314	1	0,6	0,340	0,9	0,2	0,1624
	.	.	.	.	.	.	.	.

↓

Mittelwert

$\mu_{12}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$
0,20	0,93	0,50	0,67	0,20

↓

Phase 3, Schrittweite 0,1  
(Anfangsfehlergrenze: 0,165)

	$\mu_{12}$	$\mu_{23,t,max}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{48,t,max}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$	max. Fehler
min	0,1	0	0,83	0,40	0	0,57	0,1	
max	0,3	1,0	0,93	0,60	1,0	0,77	0,3	
	0,20	0,369	0,83	0,40	0,378	0,87	0,20	0,1608
	0,20	0,369	0,93	0,40	0,378	0,87	0,20	0,1608
	0,20	0,388	0,83	0,40	0,378	0,67	0,20	0,1609
	0,20	0,388	0,93	0,40	0,378	0,67	0,20	0,1609
	0,20	0,384	0,93	0,40	0,378	0,77	0,20	0,1611
	.	.	.	.	.	.	.	.

↓

Mittelwert

$\mu_{12}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$
0,20	0,86	0,40	0,80	0,20

↓

Phase 4

(Anfangsfehlergrenze: 0,161)

	$\mu_{12}$	$\mu_{23,t,max}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{48,t,max}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$	max. Fehler
min	0,15	0	0,81	0,35	0	0,75	0,15	
max	0,25	1,0	0,91	0,45	1,0	0,85	0,25	
	0,20	0,411	0,86	0,35	0,378	0,85	0,20	0,1580
	0,20	0,411	0,91	0,35	0,378	0,85	0,20	0,1580
	0,20	0,416	0,91	0,35	0,378	0,80	0,20	0,1581
	0,20	0,426	0,81	0,35	0,378	0,75	0,15	0,1583
	0,20	0,421	0,81	0,35	0,378	0,80	0,15	0,1583

↓

endgültiger Mittelwert

$\mu_{12}$	$\mu_{34}$	$\mu_{35}$	$\mu_{56}$	$\mu_{67}$
0,20	0,89	0,35	0,83	0,20

### B.3 Berechneter Datensatz

#### Ventilflächenkoeffizientenentwicklung (Auszug)

Zeit [s]	$\mu_{23,t}$	$\mu_{48,t}$	Fehlerentw.
0,041	0	0	0
0,082	0	0	0,0007
0,118	0,0449	0	0,0173
0,149	0,0877	0	0,0264
0,183	0,4158	0	0,0264
0,210	0,4158	0	0,0571
0,236	0,4158	0	0,0824
0,260	0,4158	0	0,1176
0,289	0,4158	0	0,1397
0,313	0,4158	0	0,1571
0,340	0,4158	0	0,1571
0,366	0,4158	0	0,1571
0,398	0,4158	0	0,1582
1,868	0,4158	0	0,1582
1,904	0,4158	0,2593	0,1582
1,935	0,4158	0,3781	0,1582
2,158	0,4158	0,3781	0,1582
2,189	0,2772	0,3781	0,1582
2,225	0,0308	0,3781	0,1582
2,288	0,0308	0,3781	0,1582
2,324	0	0,3781	0,1582
2,585	0	0,3781	0,1582

## B.4 Berechneter Datensatz Flächen- und Wegentwicklung (Auszug)

Zeit [s]	Schießventil		Entlüftungsventil	
	$A_{23}(t) [dm^2]$	$s_{23}(t) [dm]$	$A_{48}(t) [dm^2]$	$s_{48}(t) [dm]$
0,082	0,000	0,000	0,000	0,000
0,118	0,049	0,093	0,000	0,000
0,149	0,096	0,177	0,000	0,000
0,183	0,456	0,761	0,000	0,000
1,868	0,456	0,761	0,000	0,000
1,904	0,304	0,761	0,053	0,228
2,158	0,034	0,761	0,079	0,317
2,189	0,034	0,495	0,079	0,317
2,225	0,000	0,063	0,079	0,317
2,288	0,000	0,063	0,079	0,317
2,324	0,000	0,000	0,000	0,317

# Symbolverzeichnis

$A_{ij}$	Fläche zwischen Volumen $i$ und Volumen $j$ [ $m^2$ ]
$A_{Kolben}$	Kolbenfläche [ $m^2$ ]
$A, A_V$	Ventilfläche [ $m^2$ ]
$A_B^m$	geöffnete Ventilfläche zum Zeitpunkt $t_B^M$ [ $m^2$ ]
$A_{p_A}$	geöffnete Ventilfläche zum Zeitpunkt $t_{p_A}$ [ $m^2$ ]
$A_{V,max}$	maximale effektive Ventilfläche [ $m^2$ ]
$a$	Ventilbreite [ $m$ ]
$a_{ij}$	Konstante $[-]$
$b_i$	Konstante $[-]$
$b_A^i, b_B^i$	berechnete Druckwerte im Behälter A bzw. B mit dem i-ten Koeffizientensatz [ $Pa$ ]
$c, c_i$	Konstanten $[-]$
$c_n$	$= p_n \cdot \nu_n^\kappa$ $[-]$
$D$	Dämpfungsgrad $[-]$
$d_i$	Hilfsfunktion zur Berechnung von $\delta_{err}$ , Definition siehe S. 54
$E$	Energie [ $kWh$ ]
$F, G$	Funktionen
$f$	$= \frac{dP}{dt}$ [ $Pa/s$ ]
$f_i$	i-tes Element des Vektors $f$ [ $Pa/s$ ]
$f_p$	Jakobimatrix, Ableitung von $f$ nach $p$ [ $1/s$ ]
$g_A, g_B$	gemessene Druckwerte im Behälter A bzw. B [ $Pa$ ]
$h$	Ventilgesamtweg [ $m$ ]
$h_A$	Ventilweg, an welchem die effektive Öffnung beginnt [ $m$ ]
$h_E$	Ventilweg, an welchem die effektive Öffnung endet [ $m$ ]
$h_{eff}$	effektiver Ventilweg [ $m$ ]
$h_{ex}$	Höhe, bei welcher Flächenextremwert auftritt (vgl. Seite 132) [ $m$ ]
$m$	Masse [ $kg$ ]
$m_i$	Masse im i-ten Volumen [ $kg$ ]
$n$	Anzahl der Volumina
$P_V$	Leistungsaufnahme Verdichterantriebsmotor [ $kW$ ]
$p$	Druck [ $MPa$ ]
$p_A$	Ausgleichsdruck [ $MPa$ ]

$p_B$	Behälterdruck [MPa]
$p_B^0$	Behälterdruck zum Zeitpunkt $t = 0$ s [MPa]
$p_K$	Kesseldruck [MPa]
$p_K^0$	Kesseldruck zum Zeitpunkt $t = 0$ s [MPa]
$p_i$	Druck im i-ten Volumen [MPa]
$p_n$	Atmosphärendruck [MPa]
$R(t), R(p)$	Restglied, vergleiche Seite 117 [MPa $^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}$ /m <sup>3</sup> ]
$R_i$	abgeschätzte Restglieder, vergleiche Seiten 117ff [MPa $^{\frac{3\kappa-1}{2\kappa}}$ /m <sup>3</sup> ]
$R^{i,j}$	Hilfsfunktion zur Darstellung der Jakobimatrix $f_p$ , Definition siehe S. 52 [Pa/s]
$s, \tilde{s}$	Ventilweg [m]
$s_s$	spezieller momentaner Ventilweg [m]
$T$	Zeit, in der sich das Ventil öffnet [s]
$T_i$	Zeitkonstanten [s]
$T_S$	Schwingungsperiode [s]
$t, t_j$	Zeit [s]
$t_B^M$	Zeit, zu welcher der maximale Druckgradient im Behälter erreicht wird [s]
$t_A$	Zeit, zu welcher die effektive Ventilöffnung beginnt [s]
$t_E$	Zeit, zu welcher die effektive Ventilöffnung endet [s]
$t_G$	Gesamtlaufzeit des Prozesses der Druckentwicklung [s]
$t_s$	spezieller Zeitwert beim Ventilöffnungsprozess [s]
$t_{pA}$	Zeitpunkt, an welchem der Druckausgleich erfolgt [s]
$U$	Laplace-Transformierte
$u_{2w}$	vektorwertiges Resultat, welches ausgehend von einer bekannten Funktion mit einer Zeitschrittweite von $2w$ berechnet wurde [Pa]
$u_{i,2w}$	i-te Komponente von $u_{2w}$ [Pa]
$u_{2*w}$	vektorwertiges Resultat, welches ausgehend von einer bekannten Funktion mit einer Zeitschrittweite von zweimal $w$ über ein Zwischenwert berechnet wurde [Pa]
$u_{i,2*w}$	i-te Komponente von $u_{2*w}$ [Pa]
$u_{Kolben}$	Kolbenumfang [m]
$V$	Volumen [m <sup>3</sup> ]
$\Delta V$	Volumenänderung, hervorgerufen durch einen Schuss in der Schießkammer



	bzw. im Behälter [ $m^3$ ]
$V_i$	i-tes Volumen [ $m^3$ ]
$V_A$	Behältervolumen $A$ [ $m^3$ ]
$V_B$	Behältervolumen $B$ [ $m^3$ ]
$V_E$	Expansionsraumvolumen [ $m^3$ ]
$V_F$	Formkastenvolumen [ $m^3$ ]
$V_K$	Kesselvolumen [ $m^3$ ]
$V_Z$	Volumenänderung beim Anheben des Kolbens [ $m^3$ ]
$V_{X,n}$	Luftvolumen $V_X$ unter Atmosphärendruck [ $m^3$ ]
$V_{zu,n}$	Luftvolumen zum Aufpumpen des Kessels bei Atmosphärendruck [ $m^3$ ]
$V_{zu,n,1min}$	Luftvolumen zum Aufpumpen des Kessels bei Atmosphärendruck für zwei Kernschüsse in einer Minute [ $m^3$ ]
$\bar{v}$	durchschnittliche Öffnungsgeschwindigkeit des Schießventils [ $m/s$ ]
$W$	Arbeit [ $Ws$ ]
$W_{1min}$	verrichtete Arbeit nach zwei Schüssen in einer Minute [ $Ws$ ]
$w, w_i$	Schrittweiten [ $s$ ]
$w_{alt}$	alte Schrittweite [ $s$ ]
$w_{neu}$	neue Schrittweite [ $s$ ]
$X_i^0$	physikalische Größe $X$ zum Zeitpunkt $t = 0$ im i-ten Volumen
$X_i^1$	physikalische Größe $X$ zum Zeitpunkt $t > 0$ im i-ten Volumen
$x$	Argument $[-]$
$z$	Parameter, Variable $[-]$
$\alpha, \beta, \gamma$	Konstanten $[-]$
$\delta, \delta_i$	Fehlerwerte im Rahmen der Bestimmung der Durchflusskoeffizienten [ $Pa$ ]
$\delta_{err}$	Fehlerwert im Rahmen der Richardson-Extrapolation $[-]$
$\eta_W$	Wirkungsgrad gemäß Definition Seite 107 $[-]$
$\Theta_k$	Hilfsfunktion zur Berechnung der Funktion $\mathcal{P}_j^{(l)}$ , Definition siehe S. 52 $[-]$
$\kappa$	Adiabatenkoeffizient $[-]$
$\mu_{ij}$	Durchflusskoeffizient zwischen Volumen $i$ und Volumen $j$ $[-]$
$\mu_{SF}$	Durchflusskoeffizient zwischen Schadraum und Formkasten $[-]$
$\mu_V$	Durchflusskoeffizient am Ventil $[-]$
$\mu_{V,t}$	Durchflusskoeffizient am Ventil, zeitveränderlich $[-]$

$\nu$	spezifisches Volumen [ $m^3/kg$ ]
$\nu_i$	spezifisches Volumen im i-ten Volumen [ $m^3/kg$ ]
$\nu_n$	spezifisches Volumen unter atmosphärischen Bedingungen [ $m^3/kg$ ]
$\Pi$	Druckgradient [ $bar/s$ ]
$\Pi_B$	Druckgradient im Behälter [ $bar/s$ ]
$\Pi_B^M$	maximaler Druckgradient im Behälter [ $bar/s$ ]
$\Phi$	vektorielle n-dimensionale Hilfsfunktion, Definition siehe S. 50 [ $Pa$ ]
$\Psi_{ij}$	Durchflussfunktion zwischen Volumen $i$ und Volumen $j$ [–]
$\omega$	$= 1/T_2$ [ $1/s$ ]
$\mathcal{L}$	Laplace-Operator
$\mathcal{P}$	n-dimensionaler Vektor, bestehend aus den Druckwerten in den einzelnen Volumina [ $Pa$ ]
$\mathcal{P}_j$	Vektor $\mathcal{P}$ zum Zeitpunkt $t_j$ [ $Pa$ ]
$\mathcal{P}_j^{(l)}$	l-ter Zwischenwert zur Berechnung von $\mathcal{P}_{j+1}$ [ $Pa$ ]
$\mathcal{P}_j^{(l,k)}$	k-te Approximation zur Berechnung des l-ten Zwischenwertes $\mathcal{P}_j^{(l)}$ [ $Pa$ ]

# Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1: Einteilung der pneumatischen Verdichtungsverfahren . . . . .	6
Abb. 2.2: Schemata der Verfahren mit Stofftransport: a) Blasverfahren, b) Schießverfahren . . . . .	7
Abb. 2.3: Schemata der Verfahren ohne Stofftransport: a) Luftstromverfahren, b) Impulsverfahren . . . . .	8
Abb. 2.4: Druckverläufe bei den pneumatischen Verdichtungsverfahren . . . . .	8
Abb. 2.5: Schießkopf; 1 - Schießkopfgehäuse, 2 - Schießkopfeinsatz, 3 - Düsenplatte, 4 - Entlüftungsdüse . . . . .	9
Abb. 2.6: Verschiedene Schießkopfföffnungen . . . . .	10
Abb. 4.1: Physikalische Größen zur Beschreibung der Druckentwicklung . . . . .	36
Abb. 4.2: Durchflussfunktion für $\kappa = 1,40$ . . . . .	39
Abb. 4.3: Durchflusszahlen nach [125] . . . . .	40
Abb. 4.4: Schematischer Verlauf eines Öffnungsvorganges eines Ventils mit Rechtecköffnung (GI) . . . . .	43
Abb. 4.5: Geometrie GII (2 Grafiken links) und Geometrie GIII (2 Grafiken rechts)	44
Abb. 4.6: Geometrie GIV . . . . .	44
Abb. 4.7: Verlauf der Flächenfunktionen vom Typ GI - GIV . . . . .	46
Abb. 4.8: Verlauf von $s(t)$ für $D_1$ und $D_0$ . . . . .	49
Abb. 4.9: Schematisches Prinzip der Koeffizientenbestimmung . . . . .	60
Abb. 4.10: Schematisches Prinzip der Flächenbestimmung . . . . .	63
Abb. 5.1: Schema der Kernschießmaschine . . . . .	66
Abb. 5.2: Für die Parameteridentifizierung korrigierter Messdatensatz . . . . .	68
Abb. 5.3: Darstellungen der Ventilphasen durch geeignete Weg-Zeit-Modelle . .	73
Abb. 5.4: Gemessene und durch P3 berechnete Druckverläufe (Kesseldruck 5 bar)	74
Abb. 5.5: Gemessene und durch P3 berechnete Druckverläufe (Kesseldruck 3 bar)	75
Abb. 5.6: Impulsanlage . . . . .	76
Abb. 5.7: Schema einer Ventilöffnung . . . . .	77
Abb. 5.8: Vergleichende Flächenentwicklung . . . . .	81
Abb. 5.9: Vergleich des gemessenen und des mittels P3 berechneten Formkasten-drucks . . . . .	82

Abb. 5.10: Berechnete Druckverläufe bei verschiedenen Annahmen im Vergleich mit den Messwerten . . . . .	83
Abb. 5.11: Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Druckverlauf bei einem Ausgangskesseldruck von 3,5 bar bei geschlossenen und bei geöffneten Schlitzdüsen . . . . .	84
Abb. 5.12: Formmaschine HSP D . . . . .	85
Abb. 5.13: Messdiagramm der HSP2-Anlage [130] . . . . .	86
Abb. 5.14: Gemessene Werte bei einer Ventilöffnungszeit von 1,5 s und die mit P3 berechneten Werte . . . . .	87
Abb. 5.15: Weitere Vergleiche zwischen Messung und Rechnung bei unterschiedlichen Ventilöffnungszeiten . . . . .	88
Abb. 5.16: Schießventil; Quelle: Techn. Dokumentation . . . . .	89
Abb. 5.17: Funktion $A(s)$ . . . . .	90
Abb. 5.18: Weg-Zeit-Abhängigkeit (Öffnungsprozess) . . . . .	91
Abb. 5.19: Die Weg-Zeit-Abhängigkeit (Schließprozess) . . . . .	91
Abb. 6.1: Jährlicher Energieverbrauch für das Wiederbefüllen des Kessels . . . .	96
Abb. 6.2: Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen und dem Kesseldruck . . . . .	98
Abb. 6.3: Jährlicher Energieverbrauch bei verschiedenen Prozessparametern . . .	99
Abb. 6.4: a) Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen sowie dem Kesseldruck bei $\Delta V = 0,01 m^3$ . . . . .	101
Abb. 6.4: b) Ausgleichsdruck in Abhängigkeit von Kessel- und Behältervolumen sowie dem Kesseldruck bei $\Delta V = 0,05 m^3$ . . . . .	102
Abb. 6.5: a) Jährlicher Energieverbrauch unter Berücksichtigung des veränderlichen Behältervolumens bei $\Delta V = 0,01 m^3$ . . . . .	104
Abb. 6.5: b) Jährlicher Energieverbrauch unter Berücksichtigung des veränderlichen Behältervolumens bei $\Delta V = 0,05 m^3$ . . . . .	105
Abb. 6.6: Wirkungsgrad gemäß (6.11) . . . . .	107
Abb. 6.7: Berechnung der Drücke und der Druckableitungen gemäß Tabelle 6.1 .	110
Abb. 6.8: Maximale Druckgradienten bei unterschiedlichem Kesselausgangsdruck, Behältervolumina und Volumenänderung . . . . .	112
Abb. 6.9: Druckgradientenverlauf im Expansionsraum . . . . .	114
Abb. 6.10: Einfluss der Parameter auf $\Pi_B^M$ . . . . .	116

Abb. 6.11: Vergleich der mittels P3 und der mittels Gleichung (6.12) berechneten maximalen Druckgradienten . . . . .	117
Abb. 6.12: Vergleich der durch P3 ermittelten Druckgradienten mit den abgeschätzten Werten . . . . .	121
Abb. 6.13: Entwicklung des maximalen Druckgradienten bei $\bar{v} = 2,5 \frac{dm}{s}$ und $h = 0,5 dm$ . . . . .	126
Abb. 6.14: Entwicklung des maximalen Druckgradienten bei $A = 0,2 dm^2$ und $\bar{v} = 2,5 \frac{dm}{s}$ . . . . .	127
Abb. 6.15: Entwicklung des maximalen Druckgradienten und von $t_B^M$ bei $\bar{v} = 2,0 \frac{dm}{s}$ und $a = 1,0 dm$ . . . . .	130
Abb. 6.16: Abhängigkeit der geöffneten Ventilfläche (GI) zum Zeitpunkt $t = 0,11 s$ bei unterschiedlicher Ventilhöhe $h$ . . . . .	131
Abb. A.1: Startfenster von P1 und P2 . . . . .	139
Abb. A.2: Hauptmenü P3 . . . . .	141

# Literaturverzeichnis

- [1] STÖLZEL, K.: Der Kern, ein wichtiger Bestandteil der Gießerei in Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft. In: *Gießereitechnik* 26 (1980), Nr. 3, S. 71–76
- [2] FELDHAUS, F. M.: Beiträge zur Geschichte der Gießerei. In: *Giesserei-Zeitung* 8 (1911), Nr. 19, S. 601–602
- [3] GESELL, W.: Zur Geschichte der Blas- und Schießmaschinen. In: *Giesserei* 37 (1970), Nr. 11, S. 309–318
- [4] WITTE, F.: Verfahren und Vorrichtung zur Herstellung von Formen aus Sand, Masse u. dergl. In: *Stahl und Eisen* (1893), Februar, S. 125. – Patentschau: Kl. 31, Nr. 65615, 31.03.1892
- [5] WÜST, F.: Hydraulische Maschinen im Gießereibetrieb. In: *Stahl und Eisen* (1895), 1. November, S. 994–1002
- [6] LEDEBUR, A.: Aus der Gießerei. In: *Stahl und Eisen* (1898), 15. Mai, S. 461–467
- [7] LÖHDORF, F. W.: Herstellung von Kernformen auf mechanischem Wege. In: *Giesserei-Zeitung* 2 (1905), Nr. 6, S. 196–198
- [8] RÖCHLING, H.: Verfahren und Vorrichtung zur Herstellung von Sandformen durch Pressluft. In: *Giesserei-Zeitung* 3 (1906), Nr. 22, S. 698–699. – Kl. 31 b, Nr. 172693, 09.12.1904
- [9] KURZE, W.: Formmaschine, bei welcher die Formmasse durch Preßluft in die Form geschleudert wird. In: *Giesserei-Zeitung* 10 (1913), Nr. 4, S. 123. – Kl. 31 b, Nr. 256356, 21.09.1911
- [10] FALKENSTEIN, E. W. v.: Einiges über moderne Gießereitechnik. I. Teil. Form- und Kernmassen. In: *Giesserei* 1 (1914), Nr. 11, S. 165–168
- [11] LOHSE, U.: Elektrische Formmaschinen. In: *Giesserei-Zeitung* 10 (1913), Nr. 12, S. 369–377
- [12] LOHSE, U.: Fortschritte im deutschen Formmaschinenbau. In: *Giesserei* 14 (1927), Nr. 23, S. 385–390

- [13] SCHIED, M.: Technische Frühjahrsmesse in Leipzig 1935. Beachtenswertes auf der Messeschau der Gießereitechnik - Die moderne Kernblasmaschine. In: *Giesserei-Praxis* 56 (1935), Nr. 15/16, S. 162–166
- [14] ROLFF, F.: Verfahren zum Verdichten von Formsand in Formeinrichtungen bei direkter Einwirkung von Preßluft auf die Formstoffe. In: *Giesserei* 18 (1931), Nr. 36, S. 712–714
- [15] SMITH, W. H.: Modern Coreshop Production. In: *Foundry Trade Journal* 54 (1936), Nr. 1025 f, S. 279–281, 301–303
- [16] BERNARDY, M.: Die Verwendung des Kernöls in der Kernmacherei. In: *Giesserei* 17 (1930), Nr. 21, S. 512–515
- [17] BRAUER, O.: Die moderne Kernherstellung. In: *Giesserei-Praxis* 59 (1938), Nr. 9/10 ff, S. 81–85, 306–309
- [18] TOBIAS, P. ; BRINKMANN, G.: Ueber den heutigen Stand der Kernbinder. In: *Giesserei* 28 (1941), Nr. 25, S. 501–503
- [19] WELLNITZ, H.: Ueber Versuche mit verschiedenen Kernölen und neuartigen Kernbindern. In: *Giesserei* 30 (1943), Nr. 4, S. 53–58
- [20] BEILHACK, M.: Das Zementsandform- und -kernverfahren - Einführung in seine Theorie und Beispiele für seine praktische Anwendung. In: *Giesserei* 36 (1949), Nr. 5, S. 138–142
- [21] HAGEN, J.: Die Kernblasmaschine. In: *Giesserei* 37 (1950), Nr. 1, S. 2–8
- [22] PIWOWARSKY, E.: Erste Jahreshauptversammlung der Vereinigung italienischer Gießereien. In: *Giesserei* 37 (1950), Nr. 24, S. 556
- [23] Gießereimaschinen auf der Deutschen Industriemesse Hannover 1952: Kernformmaschinen. In: *Giesserei* 39 (1952), Nr. 11, S. 257–258
- [24] JUNGBLUT, H.: Rückblick auf die Technische Messe Hannover 1953: Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 40 (1953), Nr. 13, S. 327–330
- [25] SCHUMACHER, W.: Das Kohlensäure-Erstarrungsverfahren in der Gießerei. In: *Giesserei* 40 (1953), Nr. 26, S. 678–681

- [26] TALBOT, A.: Cores and Moulds by the  $CO_2$  Process. In: *Foundry Trade Journal* 98 (1955), S. 559–568
- [27] NIELD, F. W. ; EPSTEIN, D.: Wasserglas als Bindemittel für Form- und Kernsande. In: *Giesserei* 45 (1958), Nr. 19, S. 567–575
- [28] EKEY, D. C. ; VOGEL, E. G.: Steel Foundry Uses New  $CO_2$  Gassing Technique. In: *Foundry* 85 (1957), Nr. 8, S. 134–138
- [29] EYCKELER, H.: Maschinelle Kernherstellung nach dem Kohlensäure-Erstarrungsverfahren. In: *Giesserei* 46 (1959), Nr. 14, S. 388–392
- [30] KNIPP, E.: Eine neuartige Kernformmaschine. In: *Giesserei* 44 (1957), Nr. 9, S. 267
- [31] PÖLZGUTER, F.: Die Bedeutung des Formmaskenverfahrens nach Croning in der modernen Gießereitechnik. In: *Giesserei* 43 (1956), Nr. 11, S. 270–280
- [32] DERLON, H.: Umschau: Eigenschaften von Phenolharz-Kernbindern. In: *Giesserei* 41 (1954), Nr. 17, S. 347
- [33] BUSCH, H.: Ein neuer Formstoffbinder. In: *Giesserei* 42 (1955), Nr. 8, S. 187–191
- [34] GESELL, W.: Zu Fragen des Hochdruckpressens beim Herstellen von Sandformen. In: *Giesserei* 50 (1963), Nr. 14, S. 413–422
- [35] FABEL, E.: Umschau: Kernherstellung mit Hilfe erhitzter Kernbüchsen. In: *Giesserei* 47 (1960), S. 652
- [36] Furfuryl Alcohol is Base for... New Type Sand Binder. In: *Foundry* 88 (1960), Nr. 8, S. 128–130
- [37] RAUH, C.: Furanharze als Binder. In: *Giesserei* 48 (1961), Nr. 25, S. 753–756
- [38] SCHNEIDER, G.: Möglichkeiten wirtschaftlicher Kernfertigung unter Berücksichtigung der verschiedenen Kernherstellungsverfahren. In: *Giesserei* 49 (1962), Nr. 8, S. 201–211
- [39] ENGELS, G.: Jahresübersicht Maschinen zur Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 51–55



- [40] ENGELS, G.: Jahresübersicht Mechanisierung der Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 56-59
- [41] WÜBBENHORST, H.: Jahresübersicht Mechanisierung der Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 60, 61
- [42] GOLLNOW, K.: Jahresübersicht Mechanisierung der Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 62, 64-69
- [43] SCHNEIDER, G.: Jahresübersicht Mechanisierung der Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 70-78
- [44] SCHÜTT, K.-H.: Jahresübersicht Mechanisierung der Form- und Kernherstellung. In: *Giesserei* 79-89
- [45] NÄGELE, R.: Erfahrungen mit dem Gas-Nebel-Verfahren (Cold-Box-Verfahren) zur Kernherstellung. In: *Giesserei* 56 (1968), Nr. 11, S. 298–304
- [46] CHRISTL, M.: Stand und Entwicklungstendenzen der Kernfertigung auf Kernschießmaschinen. In: *Giessereitechnik* 19 (1973), Nr. 8, S. 267–275
- [47] CHRISTL, M.: Stand und Perspektiven der Kernschießmaschine. In: *Giessereitechnik* 26 (1980), Nr. 4, S. 99–103
- [48] ELLINGHAUS, W.: Kernherstellungsverfahren der neunziger Jahre. In: *Giesserei* 80 (1993), Nr. 5, S. 142–146
- [49] Form- und Kernherstellung - Stand und Trends. In: *Giesserei* 86 (1999), Nr. 6, S. 131–133
- [50] MÜLLER, G.: Eine Neuentwicklung, die Formpreß-Schießmaschine. In: *Giesserei-Praxis* (1978), Nr. 4, S. 52–55
- [51] TILLMANN, H.: Anwendung von Über- und Unterdruck beim maschinellen Herstellen tongebundener Formen. In: *Giesserei* 66 (1979), Nr. 12, S. 441–443
- [52] PODUSDIKOW, A. F.: Formaggregate auf der Basis des Impulsverfahrens der Formstoffverdichtung. In: *Giessereitechnik* 23 (1977), Nr. 10, S. 310–311
- [53] JÖRN, A.: Neues Gasdruck-Formverfahren für die Verdichtung tongebundener Formstoffe. In: *Giesserei* 68 (1981), Nr. 20, S. 603–610

- [54] SINDERMAN, H. ; DAMM, N.: Formstoffverdichtung durch Luftimpuls. In: *Giesserei* 70 (1983), Nr. 22, S. 589–593
- [55] AKSJONOW, P. N.: Die Entwicklung moderner Methoden zur Formverdichtung in der Produktion. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1973), Nr. 1, S. 7–10. – Russ.
- [56] SCHAARSCHMIDT, E. ; TILLMANN, H.: Entwicklung der Impulsverdichtung tongebundener Formstoffe. In: *Giesserei* 76 (1989), Nr. 4, S. 98–105
- [57] UZAKI, N.: Das Luftstrom-Preßformverfahren. In: *Giesserei-Praxis* (1981), Nr. 23/24, S. 408–412
- [58] KRAMPE, H.: Das Impact-Multi-System - Prozeßtechnologie und Anwendung. In: *Vorträge zum CIATF Technical Forum*. Düsseldorf : Verein Deutscher Giesserei Fachleute, 1999, S. 237–245
- [59] GÖTZE, A.: Die Wirtschaftlichkeit von Rüttelformmaschinen. In: *Giesserei* 3 (1916), Nr. 21, S. 215–216
- [60] G.: Ein Beitrag zur Berechnung von Rüttelformmaschinen. In: *Giesserei* 4 (1917), Nr. 8, S. 70–74
- [61] GESSER, A.: Die Kompression der Formsande. In: *Giesserei* 11 (1924), Nr. 44, S. 722–723
- [62] KESSNER: Über Sandverdichtung und Sandfestigkeit unter besonderer Berücksichtigung neuerer Formverfahren. In: *Giesserei* 14 (1927), Nr. 31, S. 525–530
- [63] RODEHÜSER, A.: Der erforderliche Verdichtungszustand gußfertiger Formen, seine Berechnung und Nachprüfung nach neuen Methoden. In: *Giesserei* 15 (1928), Nr. 34, S. 829–835
- [64] RODEHÜSER, A.: Ueber Verdichtungsverhältnisse und den Arbeitsbedarf beim Pressen und Rütteln von Gußformen. In: *Giesserei* 16 (1929), Nr. 18, S. 413–421
- [65] RODEHÜSER, A. ; WALLE, R.: Beiträge zur Kenntnis des Rüttelvorganges. In: *Giesserei* 18 (1931), Nr. 30 f, S. 593–596, 618–624
- [66] NIPPER, H. ; KREKELER, K.: Ueber die Eignung verschiedener Öle als Kernbindemittel. In: *Giesserei* 18 (1931), Nr. 18, S. 353–357

- [67] DIETERT, H. W. ; VALTIER, F. von: Controlling Properties of Cores. In: *The Foundry* 61 (1933), April, S. 18, 19, 50
- [68] GR.: Technische Umschau: Das Verhalten der Kerne bei erhöhter Temperatur. In: *Giesserei* 28 (1941), Nr. 20, S. 424–425
- [69] ROLL, F. ; ARLAND, A.: Bericht über einige Versuche mit Kernen. In: *Giesserei* 32 (1945), Nr. 1, S. 5–10
- [70] DIETERT, H. W. ; VALTIER, F.: Flowability of Molding Sand. In: *Transactions of the American Foundrymen's Association* 42 (1934), S. 199–210
- [71] DIEPSCHLAG, E.: Künstliche Formsande. In: *Giesserei* 27 (1940), Nr. 14, S. 257–262
- [72] WAGNER, E.: Umschau: Das Messen plastischer Verformbarkeit von Formsanden. In: *Giesserei* 40 (1953), Nr. 26, S. 689–690
- [73] HEINRICHS, W.: Umschau: Die Fließfähigkeit des Formsandes. In: *Giesserei* 40 (1953), Nr. 5, S. 131–132
- [74] WENIG, H. W.: Die Vorausbestimmung der Gasdurchlässigkeit von Kernsand durch die Volumenzahl. In: *Giesserei* 41 (1954), Nr. 22, S. 593–595
- [75] AKSJONOW, N. P. ; AKSJONOW, P. N.: *Ausrüstung von Giessereien*. Bd. 2. Berlin : VEB Verlag Technik, 1953
- [76] GESELL, W.: Luuftverbrauch und Wirkungsgrade der Preßformmaschinen. In: *Giesserei* 41 (1954), Nr. 3, S. 57–62
- [77] GESELL, W.: Die Sandverdichtung durch Pressen. In: *Giesserei* 41 (1954), Nr. 24, S. 637–645
- [78] MURRAY, D. M.: How to Measure Molding Sand Blowability. In: *American Foundryman* (1955), June, S. 78–81
- [79] SIEGEL, H.: Untersuchungen zur Messung der Plastizität nicht verdichteten Formsandes. In: *Giesserei* 42 (1955), Nr. 25, S. 686–691
- [80] ORLOV, G. M.: Die Fließeigenschaften von Formstoff bei der Preßverdichtung. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1959), Nr. 11, S. 35–40. – Russ.

- [81] WILLIAMS, D. C.: Granular movement during squeezing. In: *Modern Casting* (1961), Nr. 1, S. 60–62
- [82] BOSWORTH, T. J. ; HEINE, R. W. ; PARKER, J. J. ; KING, E. H. ; SCHUMACHER, J. S.: Sand movement and compaction in green sand molding. In: *Modern Casting* 35 (1959), Nr. 1, S. 93–101
- [83] MUTILOV, V. N.: Die Gleichung des Pressens. In: *Litejnoe Proizvodstvo in Deutsch* (1963), Nr. 8, S. 22–25
- [84] GELLER, R. L. ; POPLAVSKIJ, V. I.: Die Ermittlung der Verdichtungs-Kennwerte von Form- und Kernsandmischungen. In: *Litejnoe Proizvodstvo in Deutsch* 5 (1965), Nr. 1, S. 36–39
- [85] GELLER, R. L. ; POPLAVSKIJ, V. I.: Über die Arbeitsweise der Sandschießmaschine. In: *Litejnoe Proizvodstvo in Deutsch* 5 (1965), Nr. 9, S. 23–27
- [86] GELLER, R. L. ; POPLAVSKIJ, V. I.: Die Auswahl der optimalen Konstruktionsparameter für die Sandbehälter von Kernschießmaschinen. In: *Litejnoe Proizvodstvo in Deutsch* 5 (1965), Nr. 10, S. 14–19
- [87] GELLER, R. L. ; ERKIN, W. W.: Die Wahl der optimalen Einstellungen der Arbeitsparameter der Sandstrahl-Preßmaschine. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1968), Nr. 1, S. 18–22. – Russ.
- [88] KORNJUSCHKIN, O. A. ; GULJAJEV, B. B.: Der Einfluß der Deformationsgeschwindigkeit auf die Verdichtung des Formstoffes. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1967), Nr. 12, S. 40–41. – Russ.
- [89] BALANDIN, G. F.: Über die empirischen Preßgleichungen der Formstoffverdichtung. In: *Litejnoe Prouzvodstvo* (1968), Nr. 1, S. 31–34. – Russ.
- [90] PELCZARSKI, S. ; DANKO, J.: Theorie und Forschung des Kernblasprozesses. In: *Giessereitechnik* 15 (1969), Nr. 3, S. 92–96
- [91] AKSJONOW, P. N.: *Gießereiausrüstung*. Moskau : Maschinostroenje, 1968. – Russ.
- [92] GESELL, W.: Pneumatisches Verdichten bei der Formtechnik. In: *Giesserei* 58 (1971), Nr. 7, S. 178–182

- [93] GEJDEBRECHOV, G. A.: Über den Lufteinfluß in den Zwischenräumen bei der Formstoffverdichtung durch das Impulsverfahren. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1977), Nr. 9, S. 19–20. – Russ.
- [94] DANKO, J.: Das Formen mit der Zweiraumkammer von Kernen und Formen beim Schießen. In: *Przegłond Odlewnictwa* (1978), Nr. 4, S. 86–89. – Pol.
- [95] BOENISCH, D. ; DAUME, K.: Formstoffe, Formmaschinen und Formstoffprüfung zur Optimierung der Impulsverdichtung. In: *Giesserei* 71 (1984), Nr. 10, S. 381–393
- [96] BOENISCH, D. ; LORENZ, V.: Die Fluid-Impulsverdichtung von Naßgußformen. In: *Giesserei* 73 (1986), Nr. 22, S. 643–650
- [97] LORENZ, V.: *Untersuchungen über die Hochgeschwindigkeitsverdichtung von Naßgußsand*, RWTH Aachen, Dissertation, 1989
- [98] ORLOV, G. M.: Mechanismen der dynamischen Verdichtung von Formen. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1983), Nr. 7, S. 3–5. – Russ.
- [99] ORLOV, G. M.: Mathematische Modellierung der Impulsverdichtung von Formen auf einem Rechner. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1985), Nr. 11, S. 15–16. – Russ.
- [100] ORLOV, G. M.: Dynamische Verdichtung von Gießereiformen. In: *Giessereitechnik* 33 (1987), Nr. 3, S. 95–97
- [101] ORLOV, G. M. ; BLAGONRAWOV, B. P.: Mechanismen der Impulsverdichtung. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1992), Nr. 10, S. 4–5. – Russ.
- [102] VOLKOMICH, A. A. ; MASKIN, A. A. ; SPITSKY, V. P. ; BLAGONRAVOV, B. P. ; ROZHKOV, A. M.: Impact Compacting of Molding Sand. In: *Foundry* (1998), Nr. 2-3, S. 13–15
- [103] KOROTSCHENKO, A. J. ; KONYSCHEW, A. W. ; WERBITZKI, W. I.: Rheologisches Modell der dynamischen Verdichtung von Formstoffen. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1989), Nr. 8, S. 25–27. – Russ.
- [104] BAST, J. ; WRUCK, G.: Vibrationspressen - Ein Verfahren zur Formstoffverdichtung. Teil 1: Verfahrensanalyse und mathematische Modellierung. In: *Giessereitechnik* 34 (1988), Nr. 7, S. 210–212

- [105] DANKO, J. ; KITALA, B.: Analyse der Berechnungsmethoden der Ausstoßleistungen von Kernschießmaschinen. In: *Przegłond Odlewnictwa* (1991), Nr. 6, S. 218–220. – Pol.
- [106] DANKO, J.: *Metallurgie und Gießerei*. Bd. 145: *Der Prozeß der Kern- und Formherstellung durch Schießen. Untersuchung und Theorie*. Akademii Gorniczo-Hutniczej im. Stanisława Staszica, Krakow, 1992. – Pol.
- [107] BAST, J. ; MUSCHNA, M.: Mathematische Modelle der Luftstrom-Preßverdichtung zur Optimierung der Grünsandformherstellung. In: *Proceedings of the 61th World Foundry Congress*. Peking, 24.-29.9. 1995, S. 109–118
- [108] BAST, J.: Mathematisch-naturwissenschaftliche Grundlagen der pneumatischen Verdichtungsverfahren. In: *Giessereiforschung* 45 (1993), Nr. 1, S. 28–32
- [109] MOORE, A. R.: Eliminating Corebox Venting Problems. In: *Foundry Managment & Technology* (1992), November, S. 29–31
- [110] WALLBANK, J.: Process variables in core blowing. In: *Foundry Trade Journal* 167 (1993), Nr. 3484, S. 645, 648–649
- [111] BOENISCH, D. ; KNAUF, M.: Kernschießen - Untersuchungen mit neuartigen Prüfkörpern und verschiedenen Kernbindern. In: *Giesserei* 78 (1991), Nr. 18, S. 640–646
- [112] BOENISCH, D. ; KNAUF, M.: Über die latenten Fehlerquellen des Kernschießens. In: *Giesserei* 79 (1992), Nr. 3, S. 92–98
- [113] KNAUF, M.: *Untersuchungen zur Optimierung des Kernschießens in der Gießerei-industrie*, RWTH Aachen, Dissertation, 1991
- [114] HAUCK, T. ; SCHWARZE, R. ; RENKER, D. ; OBERMEIER, F. ; BAST, J.: Untersuchung des Fließverhaltens von Kernformstoffen. In: *Giesserei-Praxis* (2002), Nr. 10, S. 379–384
- [115] ADAMOVITS, M. ; HORTON, K.: Optimize Your Coldbox Core Process. In: *Modern Casting* (1998), March, S. 43–47

- [116] VOLKOMICH, A.A. ; MASKIN, A. A. ; KRILOV, O. W. ; SPITZKI, W. P. ; BLAGONRAVOV, B. P.: Mathematisches Modell der Luftfiltration beim Impulsverfahren. In: *Litejnoe Proizvodstvo* (1998), Nr. 2-3, S. 46–48. – Russ.
- [117] PELZER, M. ; MEISER, L. ; SAHM, P. R.: Simulation des Kernschießprozesses. In: *Vorträge zum CIATF Technical Forum*. Düsseldorf : Verein Deutscher Giessereifachleute, 10.-11.6. 1999, S. 152–159
- [118] MAKINO, H. ; MAEDA, Y. ; NOMURA, H. ; NAGOYA, J.: Process analysis of sand moulding using the distinct element method. In: *Vorträge zum CIATF Technical Forum*. Düsseldorf : Verein Deutscher Giesserei Fachleute, 10.-11.6. 1999, S. 144–151
- [119] SCHREY, A. ; PELZER, M. ; WOLF, G.: Strömungstechnische Optimierung der Begasung im Polyurethan-Cold-Box-Verfahren durch Anwendung der rechnerischen Simulation. In: *Giessereiforschung* 53 (2001), Nr. 2, S. 43–51
- [120] SCHREY, A. ; WOLF, G.: Wege zur Produktivitätssteigerung im Polyurethan-Cold-Box-Verfahren durch eine verbesserte Begasung. In: *Giesserei* 88 (2001), Nr. 6, S. 51–56
- [121] DAU, G. ; EBERT, F.: Vergleichende Untersuchung zur Kraftwirkung von Luftstoßgeräten. In: *Schüttgut* 4 (1998), Nr. 4, S. 473–479
- [122] DAU, G. ; ROTH, M. ; EBERT, F.: Luftstoßeﬀekte auf verdichtete Schüttgüter. In: *Schüttgut* 6 (2000), Nr. 3, S. 265–272
- [123] GLÜCK, B.: *Hydrodynamische und Gasdynamische Rohrströmung; Druckverluste*. VEB Verlag für Bauwesen, Berlin, 1988 (Bausteine der Heizungstechnik)
- [124] POGORELOV, V. I.: *Gasdynamische Berechnungen für pneumatischen Antriebe*. Maschinostroje, Leningrad, 1971. – Russ.
- [125] BOHL, W.: *Technische Strömungslehre*. 11. Auflage. Vogel Buchverlag, 1998 (Kamprath-Reihe)
- [126] TÖPFER, H. ; BESCH, P.: *Grundlagen der Automatisierungstechnik: Steuerungs- und Regelungstechnik für Ingenieure*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1990

- [127] STREHMEL, K. ; WEINER, R.: *Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen*. B. G. Teubner Verlagsgesellschaft Stuttgart, Leipzig, 1995
- [128] MAESS, G.: *Vorlesungen über numerische Mathematik II*. Akademie-Verlag Berlin, 1988
- [129] STREHMEL, K. ; WEINER, R.: *Linear-implizite Runge-Kutta-Methoden und ihre Anwendung*. B. G. Teubner Verlagsgesellschaft Stuttgart, Leipzig, 1992 (Teubner Texte zur Mathematik, Bd. 127)
- [130] LANG, L. ; WENIG, R. *Versuchsbericht über Untersuchungen an der Luftstrom-Preßformmaschine HSP 2 zur Wirkung des Luftstromes bei Variation des Kesselvolumens, des Formstoffinhaltes im Oberkasten und bei Änderung der Düsenfläche*. 1993
- [131] *Handbuch Drucklufttechnik*. 2. Auflage. Leipzig : Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1992